



Vlaamse Agentschap voor Innovatie door
Wetenschap en Technologie (<http://www.iwt.be/>)



IWT-TETRA 110183: Zongekoppelde Warmtepompsystemen ZON-WARM

Eindverslag

November 2011 – Juli 2014

Deelnemende bedrijven



Deelnemende organisaties



Projectmedewerkers:

Jan Lhoëst
Raf De Herdt
Benjamin Verfaillie
Michaël Parchine

Projectmedewerkers en auteurs:

Leen Goovaerts
Dries Van Aken
Jan Verheyen
John Veeken

Coördinatie en redactie:

Maarten Sourbron

Referentie: Sourbron M., Goovaerts L., Van Aken D., Verheyen J., Veeken J., IWT-TETRA 110183: Zongekoppelde Warmtepompsystemen ZON-WARM, Nov. 2011 - Juli 2014, Eindverslag, Oktober 2014, Sint-katelijne-Waver, België

Vakgroep Thermotechniek

Technologiecampus De Nayer
Faculteit Industriële Ingenieurswetenschappen
KU Leuven
Jan De Nayerlaan 5,
2860 Sint-Katelijne-Waver, België
Tel.: + 32 (0)15 31 69 44
Email: Maarten.Sourbron@kuleuven.be

KU LEUVEN

Dit eindrapport bevat de volgende delen:

- Projectsamenvatting
- Eindverslag
 - Projectoverzicht en -beheer
 - Werkpakket 1: Technologische noden
 - Werkpakket 2: Literatuurstudie
 - Werkpakket 3: Systeemconfiguraties
 - Werkpakket 4: Modelleren
 - Werkpakket 5: Metingen in labo en in situ
 - Werkpakket 6: Code van Goede Praktijk
 - Werkpakket 7: Kennisverspreiding

© Copyright KU Leuven

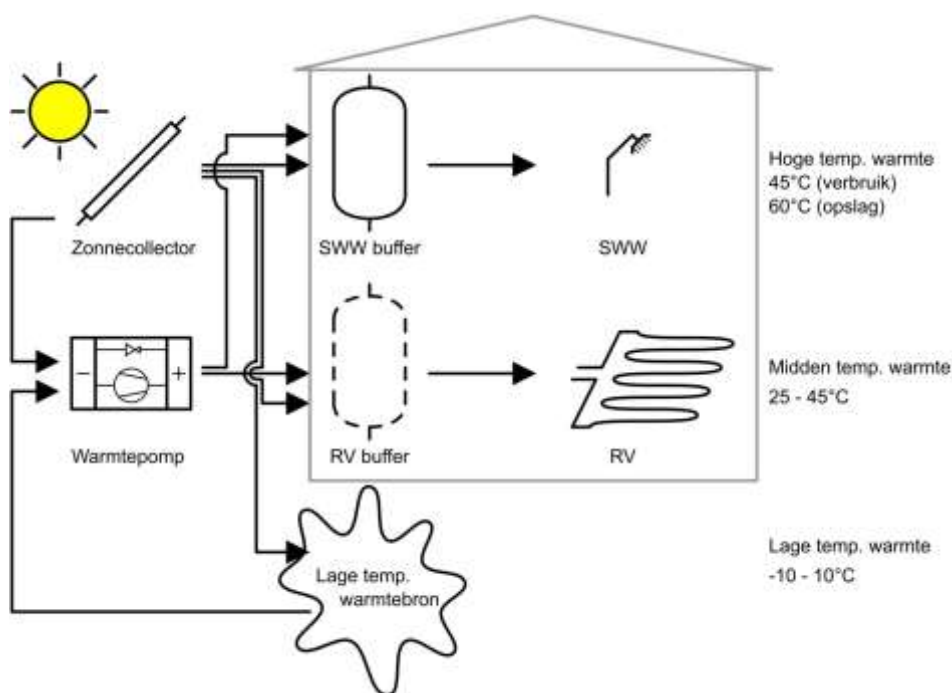
Zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van zowel de auteur(s) als de redacteur(s) is overnemen, kopiëren, gebruiken of realiseren van deze uitgave of gedeelten ervan verboden. Voor aanvragen tot of informatie i.v.m. het overnemen en/of gebruik en/of realisatie van gedeelten uit deze publicatie, wend u tot KU Leuven Campus De Nayer, Jan De Nayerlaan 5, B-2860 Sint-Katelijne-Waver, +32 15 31 69 44 of via e-mail iiw.thomasmore.denayer@kuleuven.be. Voorafgaande schriftelijke toestemming van de redacteur(s) is eveneens vereist voor het aanwenden van de in dit rapport beschreven (originele) methoden, producten, schakelingen en programma's voor industrieel of commercieel nut

Thermische zonnecollectoren en warmtepompen werken samen: samenvatting van het ZonWarm-project

Leen Goovaerts, Jan Verheyen, Dries Van Aken, John Veeken, Maarten Sourbron,
KU Leuven-Technologiecampus De Nayer, Faculteit Industriële Ingenieurswetenschappen, Vakgroep Thermotechniek

Maarten.Sourbron@kuleuven.be

Een woning heeft (vaak) verwarming nodig en sanitair warm water moet geproduceerd worden. Thermische zonnecollectoren vangen zonnestrallen op en geven die energie af in de vorm van warmte. Warmtepompen onttrekken warmte uit een omgevingsbron op lage temperatuur (bodem, buitenlucht, grondwater) en geven die op een hogere temperatuur af in de woning. Als het aanbod van warmte, via de zonnecollectoren en warmtepomp, de vraag aan warmte voor verwarming en sanitair warm water dekt, is de klus van de installateur warmtetechnieken geklaard. Maar hoe ziet een dergelijke gecombineerde installatie eruit? Figuur 1 toont de verschillende mogelijkheden. Welke dimensioneringsregels moeten gevolgd worden voor de verschillende componenten, hoe worden ze gekoppeld met elkaar en hoe wordt de regelaar ingesteld die een goede werking in alle omstandigheden moet garanderen? In het IWT-TETRA-project ZonWarm¹ werden enkele installaties onder de loep genomen en werd aan de hand van dynamisch-thermische simulaties het effect van installatieconcepten en parametervariaties onderzocht.



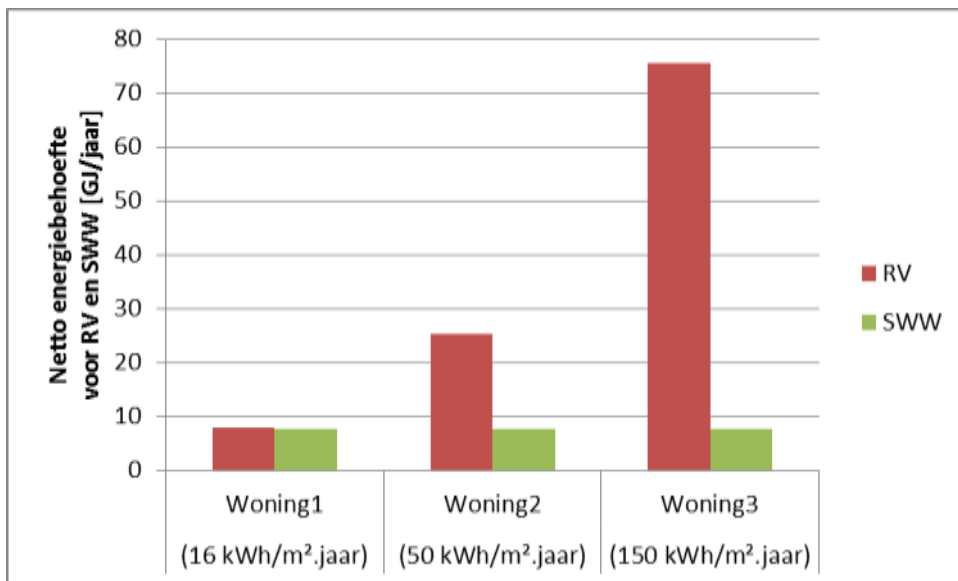
Figuur 1: De 'warmte-aanbieders' thermische zonnecollectoren en warmtepomp leveren warmte op twee temperatuurniveaus aan de 'warmte-vragers' Sanitair Warm Water en RuimteVerwarming.

¹ IWT-TETRA: <http://www.iwt.be/subsidies/tetra> en projectwebsite <http://zon-warm.lessius.eu/>

Verschillende warmtebronnen werken samen

Om de installatie te ontwerpen moeten eerst de eigenschappen van de warmtevraag en van de warmteproductie gekend zijn.

De gevraagde hoeveelheid warmte moet (1) in de juiste hoeveelheid, (2) op de juiste temperatuur en (3) op het juiste moment geleverd worden door de installatie. Voor Sanitair Warm Water (SWW) is door het gepiekte verbruik een hoog vermogen nodig en een relatief hoge temperatuur van 45-60°C. Verwarming kent doorheen de dag een constantere warmtevraag op een lagere temperatuur van 25-45°C. Door de betere woningisolatie daalt bovendien de jaarlijkse benodigde hoeveelheid warmte, terwijl de vraag naar SWW constant blijft (Figuur 2).



Figuur 2: Netto energiebehoefte voor RV en SWW voor drie referentiewoningen uit het ZonWarm-project

De thermische zonnecollectoren (TZC) of de warmtepomp (WP) produceren de benodigde warmte. Zij gebruiken als energiebron respectievelijk de zon en een warmtebron op lage temperatuur zoals typisch de bodem of de buitenlucht. In tegenstelling tot een ketel met fossiele brandstoffen (...weliswaar gekeken vanuit het standpunt van de installatie...) is (1) de bruikbare hoeveelheid energie beperkt, (2) hebben deze energiebronnen geen onbeperkt vermogen, en (3) is deze energie, in het geval van de zon, niet op elk moment beschikbaar. Dit bemoeilijkt het ontwerp en de regeling van de installatie sterk.

Figuur 1 toont de mogelijk combinaties:

- Parallele opstelling: de warmtepomp gebruikt de lage temperatuurbron om warmte te leveren en als de zonnecollectoren voldoende warmte kunnen leveren aan de juiste temperatuur nemen zij over
- Serie-opstelling: de zonnecollectoren vorm de bron van de warmtepomp of warmen de lage temperatuurbron van de warmtepomp op (regeneratie)

De prestatiefactor

Bij voorkeur moet de installatie de thermische zonnecollectoren gebruiken en als hun energie onvoldoende is in hoeveelheid of temperatuur, kan de warmtepomp bijspringen. De prestatiefactor², die de verhouding geeft tussen de geleverde warmte en de hoeveelheid elektriciteit die nodig is om de installatie te laten draaien, bepaalt deze volgorde. De TZC hebben een prestatiefactor die kan oplopen tot 160 of meer. Dit wil zeggen dat voor 1 kWh elektrisch pompverbruik, 160 kWh warmte wordt geleverd. De metingen van een reële installatie in het project bevestigen dat dit mogelijk is, alhoewel ook prestatiefactoren van 50 of zelfs maar 7 zijn opgemeten. Een correct installatieontwerp, -uitvoering en -regeling zijn dus cruciaal om het pompverbruik te beperken. De WP anderzijds heeft prestatiefactoren (vaak wordt de Engelse term 'Coefficient of Performance' of COP genoemd in deze context) die typisch liggen tussen 3 en 5, afhankelijk van het type warmtepomp. Ook hier hebben ontwerp, uitvoering en regeling een grote invloed op de uiteindelijke prestatie van de WP.

Energie bufferen?

De typische gepiekte warmtevraag aan hoog vermogen van het SWW maakt, in combinatie met TZC en een WP, een thermische buffer noodzakelijk. Wanneer de TZC de temperatuur onvoldoende kunnen opvoeren voor SWW, door een te zwakke zoninstraling, kunnen ze mogelijk nog wel warmte leveren voor de ruimteverwarming. Omdat ook hier zelden vraag en aanbod gelijktijdig zijn, zal ook een thermische buffer voor RV nodig zijn. Soms zal die al aanwezig zijn om een goede werking van de warmtepomp te garanderen of werkt de vloerverwarming als thermische buffer. De buffers voor SWW en RV kunnen eventueel gecombineerd worden in een gezamenlijk combi-buffervat (zie Figuur 3). De metingen tonen aan dat reële installaties SPF-waarden van 5 en zelfs meer dan 6 halen bij dergelijke systemen, waarbij de TZC 30% tot 40% van de energie voor SWW en RVW leveren.

Maar een thermische buffer verliest ook warmte. Zeker wanneer de energievraag kleiner wordt (zie Woning 1 uit Figuur 2 of wanneer de warmtevraag in tussenseizoenen klein is), kan het aandeel van het bufferverlies groot worden. Metingen op reële installaties van het ZonWarm-project toonden energieverliezen van 7% tot meer dan 40%. Dit laatste treedt op wanneer de installatie op deellast werkt en de thermische buffer op temperatuur gehouden wordt voor slechts een kleine energievraag. Overdimensionering van de buffer moet dus absoluut vermeden worden en de installateur moet aandacht schenken aan een correcte isolatie van de aansluitingen tussen buffervat en leidingen.

Ook de positie van de hydraulische aansluitingen en de temperatuurvoelers die de regelaar aansturen, hebben een grote impact op de systeemprestatie. Foute positionering zorgt voor menging van de verschillende temperatuurniveaus waardoor bijvoorbeeld de TZC hogere temperaturen zien in het buffervat en dus minder energie kunnen leveren en waardoor de warmtepomp aan hogere afgiftetemperaturen moet werken met een lagere performantie tot gevolg.

² Een prestatiefactor gemeten over een lange termijn van bv. 1 jaar wordt de SeizoensPrestatieFactor of SPF genoemd

Een simulatieanalyse van dergelijke niet optimale aansluitingen³ toont aan dat dit de SPF met 1,0 kan doen dalen.

Wanneer het temperatuurniveau van de TZC nog te laag is voor RV of de thermische buffers opgeladen zijn, kan bij een bodem-water WP overwogen worden om de bodemlussen te regenereren. Hierdoor stijgt de temperatuur van de bodem, wat de prestatiefactor van de warmtepomp ten goede komt. Wegens de te lage meetfrequentie bij de reële installaties was het moeilijk om hierover vanuit het ZonWarmproject concrete uitspraken te doen: van één installatie werd bij een 7 uur durende regeneratieperiode een prestatiefactor van 60 gemeten. De impact van deze energieinjectie van 60kWh en bijhorende bodemtemperatuurstijging van ongeveer 1°C op de prestatie van de warmtepomp is moeilijker te becijferen. Simulatiestudies⁴ wijzen uit dat regeneratie de prestatiefactor met 0,2 kan doen stijgen. Een negatieve impact is echter ook mogelijk bij een slechte inregeling van de debieten. In dat geval zal de circulatiepomp die nodig is voor de regeneratie meer verbruiken dan dat het warmtepompverbruik zal dalen door de hogere prestatiefactor.

Simulatieresultaten

3 installatietypes zijn gesimuleerd (Polysun software) voor 3 verschillende woningen (16, 50 en 150 kWh/m²), waarbij verschillende parameters gevarieerd werden om het effect op het energiegebruik te onderzoeken. Enkele belangrijke conclusies zijn dat het warmteverlies van de buffervaten en het parasitair energieverbruik van extra circulatiepompen een potentieel voordelige installatieaanpassing kunnen doen omslaan en resulteren in een hoger eindenergieverbruik.

Net zoals blijkt uit de literatuurstudie en de eigen metingen op de installaties is er voor regeneratie van de bodem geen duidelijke conclusie te trekken. Wel moet hierbij vermeld worden dat het gebruikte simulatiemodel voor de bodem misschien ontoereikend was om gedetailleerd het effect van regeneratie te onderzoeken. Dit viel echter buiten het bereik van dit project.

Over het algemeen profiteert de energiezuinige woning het meest van een geïnstalleerde zonwarmtepomp en hebben meerinvesteringen in extra zonnecollectoren er het grootste effect.

Over het algemeen bleek de gevolgde dimensionering een correcte installatie op te leveren:

- De warmtepomp wordt gedimensioneerd volgens de Code van Goede Praktijk voor Warmtepompen⁵
- De zonnecollectoren gedimensioneerd worden volgens de basisrichtlijnen van WTCB (TV 212)⁶

³ John Veeken, Jan Verheyen, Leen Goovaerts, Dries Van Aken, Maarten Sourbron, The impact of storage tank control and hydraulic configuration on solar heat pump system performance, System Simulation in Buildings 2014, December 2014, Liège, Belgium

⁴ Erik Bertram*, Peter Pärish and Rainer Tepe, Impact of solar heat pump system concepts on seasonal performance-Simulation studies, EuroSun 2006, 26-29 June 2006, Glasgow, UK

⁵ ANRE; 2005; Code van goede praktijk voor de toepassing van warmtepompsystemen in de woningbouw; Ministerie van de Vlaamse Gemeenschap, afdeling natuurlijke rijkdommen en energie (ANRE); 2005;

WIE EERST?

Zonnecollectoren genieten voorkeur bij de productie van warmte boven de warmtepomp. De SPF van zonnecollectoren (richtwaarde 50, maar waarden van 160 zijn ook opgemeten) is immers hoger dan die van de warmtepomp (richtwaarde 3 tot 5)

BASISPRINCIPE DIMENSIONERING

De *warmtepomp* wordt gedimensioneerd zonder rekening te houden met de zonnecollectoren. Bij afwezigheid van zonwarmte moet de installatie blijven draaien.

De *zonnecollectoren* worden gedimensioneerd zonder rekening te houden met ruimteverwarming: de redenering is dat de lage temperatuurwarmte in de winter, die niet bruikbaar is voor SWW, wel kan gebruikt worden voor RV.

WARMTEPOMP

De warmtepomp wordt gedimensioneerd volgens de *Code van Goede Praktijk k⁵* :

- Warmteverlies volgens EN12831
- Opslag SWW = 1.2 x (max. dagvolume +40l) opwarmen op een gekozen tijd (bv. 4u)
- $\dot{Q}_{Warmtepomp} = \max(\dot{Q}_{RV}, \dot{Q}_{SWW})$

ZONNECOLLECTOREN

De zonnecollectoren + opslagvolume wordt gedimensioneerd volgens de *TV212 van WTCB⁶*

- Dagelijks warm waterverbruik bepalen (Bijlage 2 van TV212, IEA Task44, Code van Goede Praktijk voor warmtepompen: (Code) 50l/persoon.dag@40°C; (VDI2067) hoge eisen : 70-140 l/persoon.dag@40°C, gemiddelde eisen : 35-70 l/persoon.dag@40°C, lage eisen : 20-35 l/persoon.dag@40°C. De Code rekent nog een marge voor piekverbruik en voor het niet volledig benutten van het buffervolume.
- 50 liter SWW-buffervolume per m² zonnecollector

AANDACHTSPUNTEN

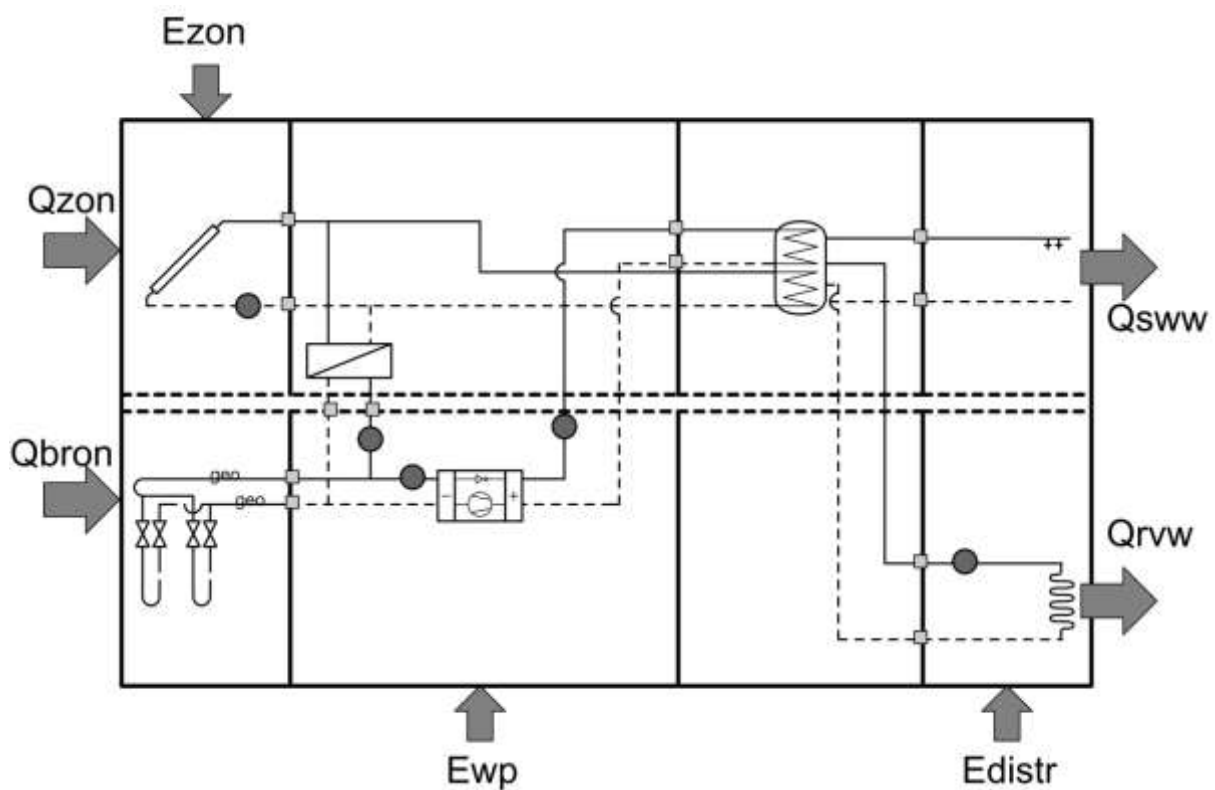
Een keuze tussen systeemconcepten wordt niet gemaakt. Wel moet er met de volgende aandachtspunten rekening gehouden worden:

- *Opslag van warmte* leidt tot extra warmteverlies (opgemeten warmteverlieswaarden van 7% tot 40% van de totale warmteproductie)
- Een extra circulatiepomp leidt tot *direct extra elektriciteitsverbruik* met negatieve impact op het eindenergieverbruik
- *Regeneratie van de bodem* kan een positief effect hebben op de prestatie van de warmtepomp, maar kan ook een negatief effect hebben door het extra circulatiepompverbruik. Voorzichtig ontwerp, installatie en inregeling is noodzakelijk
- De *hydraulische aansluiting en regeling van het buffervat* is cruciaal voor een hoge SPF. Temperatuurslagen mogen niet vermengd worden

⁶ WTCB; 1999; TV 212 leidraad voor de installatie van zonneboilers; Wetenschappelijk en Technisch Centrum voor het Bouwbedrijf; 2e uitgave; Brussel; juni 1999;

Besluit

Het combineren van thermische zonne-energie met warmtepompen voor zowel sanitair warm water productie als voor ondersteuning van de ruimteverwarming blijkt een positieve impact op de prestatie van de totale installatie te hebben. Regeneratie van de bodem met zonnewarmte heeft echter een minder duidelijk effect. Net zoals vaak het geval is, zijn ook deze installaties erg gevoelig aan fouten bij ontwerp, plaatsing en inregeling, met een aanzienlijke impact op de systeemprestatie als gevolg. Eenvoudige en robuuste systeemconcepten zijn duidelijk te verkiezen boven ingewikkelde installaties met complexe regelingen, waarbij secundaire effecten gemakkelijk over het hoofd gezien worden. De steeds verdere daling van de energievraag (voor ruimteverwarming), maakt de aandacht voor warmteverlies van bijvoorbeeld buffervaten of ongeïsoleerde leidingdelen absoluut noodzakelijk.



Figuur 3: Principeschema van een zonwarmtepomp met SWW- en RV-ondersteuning en met regeneratie van de bodemplussen door de thermische zonnecollectoren (Q: thermische energiestromen, E: elektrische energiestromen)

Over IWT-TETRA ZonWarm

Het ZonWarm project (<http://zon-warm.lessius.eu/>) liep in samenwerking met de volgende bedrijven en partners: ACV Belgium, Baxi, Buderus, Daikin, Eco Heating, Ecompany, Elco, Energieconcepten, IZEN Energy Systems, Lambrechts, Thermoduct, MiNi Energietechniek, Nathan, Nibe, Ra-collectoren, Sanutal, Stiebel Eltron, Thercon, Van Rompaey en Viessmann; de Sectorassociatie voor Thermische Zonne-energie en Zonneboilers (Belsolar), European Heat Pump Association (EHPA), Overlegplatform voor Energiedeskundigen (OVED), Vlaams Elektro Innovatiecentrum (Tecnolec), Vlaams Energieagentschap (VEA), Vlaamse Confederatie Bouw (VCB), Vlaamse Instelling voor Technologisch Onderzoek (VITO), Warmtepomp Platform (WPP) en het Wetenschappelijk en Technisch Centrum voor het Bouwbedrijf (WTCB)

IWT-TETRA 110183: Zongekoppelde Warmtepompsystemen ZON-WARM

Eindverslag: projectoverzicht

Auteurs:

Leen Goovaerts
Dries Van Aken
Jan Verheyen
John Veeken

Redactie:

Maarten Sourbron

© Copyright KU Leuven

Zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van zowel de auteur(s) als de redacteur(s) is overnemen, kopiëren, gebruiken of realiseren van deze uitgave of gedeelten ervan verboden. Voor aanvragen tot of informatie i.v.m. het overnemen en/of gebruik en/of realisatie van gedeelten uit deze publicatie, wend u tot KU Leuven Campus De Nayer, Jan De Nayerlaan 5, B-2860 Sint-Katelijne-Waver, +32 15 31 69 44 of via e-mail iiw.thomasmore.denayer@kuleuven.be. Voorafgaande schriftelijke toestemming van de redacteur(s) is eveneens vereist voor het aanwenden van de in dit rapport beschreven (originele) methoden, producten, schakelingen en programma's voor industrieel of commercieel nut

Inhoudstafel

1	Het ZonWarm-project	3
2	Bedrijven.....	4
3	Situering, Projectdoelstellingen en Innovativiteit.....	6
3.1	Probleemstelling.....	6
3.2	Projectdoelstellingen.....	8
4	Projectverloop	9
4.1	Globaal overzicht van het project	9
4.2	Basisgegevens uit IEA-SHC task44/HPP annex 38	10
4.2.1	Typewoningen uit TASK44.....	10
4.2.2	Installatiecategorieën uit TASK44.....	11
4.3	Gekozen systeemconcepten in het ZonWarm project.....	12
4.4	Installaties in labo.....	13
4.5	Installaties op locatie.....	14
4.6	Gesimuleerde installaties	15
5	Management verslag.....	17
5.1	Tijdsverloop en projectverlenging.....	17
5.2	Personeelsbestand (zie ook financieel verslag).....	17
6	Projectbegroting.....	19
6.1	Vergaderingen van de gebruikerscommissie	20
7	Overzicht werkpakketten	21
8	Bijlagen	22

1 Het ZonWarm-project

ZonWarm

Warmtepomp en thermische zonnecollectoren produceren samen warmte voor verwarming en sanitair warm water: de zonwarmtepomp

“ZonWarm” is een IWT-TETRA project (www.iwt.be) (september 2011 – juli 2014) waarin zongekoppelde warmtepompsystemen worden onderzocht. In het project worden installaties onder de loep genomen waarbij een warmtepomp gecombineerd wordt met een zonneboiler om te voorzien in zowel ruimteverwarming als sanitair warm water. De concrete vraag die hieruit voorkomt is: wat is de meerwaarde van een zonneboiler op een installatie die reeds een warmtepomp bevat?

Projectmedewerkers

Leen Goovaerts, Jan Verheyen, Dries Van Aken, John Veeken, Maarten Sourbron,

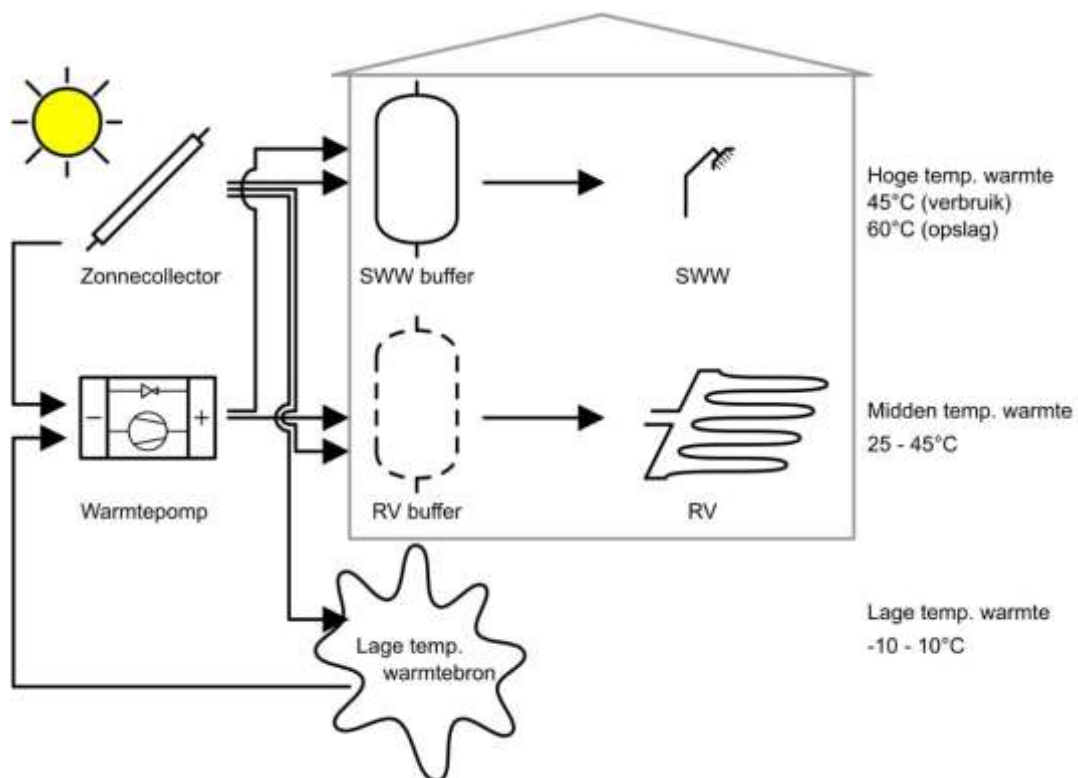
KULeuven-Technologiecampus De Nayer

Faculteit Industriële Ingenieurswetenschappen, Vakgroep Thermotechniek

Contact:













Tel: 015 31 69 44

Email: Maarten.Sourbron@kuleuven.be



2 Bedrijven

De vakgroep Thermotechniek van KU Leuven, technologiecampus De Nayer dankt de volgende bedrijven en organisaties voor hun steun aan het IWT-TETRA project ZonWarm:

PROJECTSUBSIDIERING EN OPVOLGING		
	Vlaamse Agentschap voor Innovatie door Wetenschap en Technologie (IWT)	http://www.iwt.be/
BEDRIJVEN (in alfabetische volgorde)		
	ACV Belgium	http://www.acv.com/be-nl
	Baxi	http://www.baxi.be/
	BOSH/ BUDERUS	http://www.buderus.be/nl/
	Camair	http://www.camair.be/
	Daikin	http://www.daikin.be/
	Eco Heating	http://www.ecoheating.be/
	Ecompany	http://www.ecompany.be/
	Elco	http://www.elcobelgium.be/
	Energieconcepten	http://www.energieconcepten.be/
	IZEN Energy Systems	http://www.izen.eu/
	Lambrechts	http://www.lambrechts.eu/view/nl/
	MiNi Energietechniek	http://www.mini-energietechniek.be/
	Nathan Import/Export	http://www.nathan.be
	Nibe	http://www.nibenl.eu/
	Ra-collectoren	http://www.racollectoren.be/
	Sanutal	http://www.sanutal.be/
	Stiebel Eltron	http://www.stiebel-eltron.be/
	Thercon	http://www.thercon.be/
	M=ECO ³ (thermoduct)	http://www.thermoduct.be/
	Viessmann	http://www.viessmann.be/

PARTNERORGANISATIES

	Sectorassociatie voor Thermische Zonne-energie en Zonneboilers (Belsolar)	http://www.belsolar-zonneboiler.be/be-nl/index.html
	European Heat Pump Association (EHPA)	www.ehpa.org
	Overlegplatform voor Energiedeskundigen (OVED)	http://www.oved.be/
	Vlaams Elektro Innovatiecentrum (Tecnolec)	http://nl.tecnolec.be/
	Vlaams Energieagentschap (VEA)	http://www.energiesparen.be/
	Vlaamse Confederatie Bouw (VCB)	http://www.vcb.be/
	Vlaamse Instelling voor Technologisch Onderzoek (VITO)	https://www.vito.be/
	Warmtepomp Platform (WPP)	http://www.warmtepompplatform.be/
	Wetenschappelijk en Technisch Centrum voor het Bouwbedrijf (WTCB)	http://www.wtcb.be/

3 Situering, Projectdoelstellingen en Innovativiteit

Uittreksel uit de projectaanvraag.

3.1 Probleemstelling

Gebouwen zijn verantwoordelijk voor 40% van het energieverbruik en 36% van de Europese CO₂-emissies. De energieprestaties van gebouwen zijn dan ook de sleutel om de Europese klimaat- en energiedoelstellingen, namelijk 20% reductie broeikasgassen tegen 2020 en 20% energiebesparing tegen 2020, te bereiken.

Het verbeteren van de energieprestaties van gebouwen is een kostenefficiënte manier om in te gaan tegen de klimaatverandering en om de energiebevoorradingszekerheid te waarborgen, terwijl er tegelijkertijd jobs worden gecreëerd, vooral in de bouwsector.

In mei 2010 legde Europa via de EPBD-recast richtlijn o.a. duidelijke ambities vast op het vlak van energieprestaties van gebouwen, zowel voor nieuwbouw als renovatie [1]. Deze projectaanvraag beoogt een significante bijdrage aan deze EPBD-recast doelstellingen.

Daarnaast dient de overheid maatregelen te nemen om hernieuwbare energietoepassingen te promoten om te voldoen aan deze 20-20-20 doelstellingen [2]. Dit heeft o.a. geleid tot het opzetten van een campagne rond groene warmte, waarbij verschillende technieken gepromoot worden, o.a. de zonneboiler en de warmtepomp [3].

De laatste jaren zijn dan ook een stijgend aantal verschillende systemen en concepten voor ruimteverwarming en aanmaak van sanitair warm water ontwikkeld die gebruik maken van zonthermische systemen en/of warmtepompen. Actieve promotie van warmtepompen en moderne efficiënte toestellen hebben geleid tot een groeiende marktpenetratie van elektrische warmtepompen. De markt op vandaag wordt zowel gedreven vanuit ecologische overwegingen als vanuit een aanbod aan verschillende steunmaatregelen.

Zowel de warmtepomp- als de zonthermische industrie hebben de voorbije jaren op grote beurzen de eerste gekoppelde systemen gepresenteerd. Sommige fabrikanten zijn een nauwe samenwerking aangegaan om een gekoppeld systeem te ontwikkelen.

In dit nieuwe marktsegment echter hebben de meeste aanbieders een achtergrond in een van de twee basistechnologieën, nl. ofwel komende vanuit de warmtepompsector ofwel komende vanuit de zonthermische sector. Dit betekent niet meteen dat de combinatie leidt tot een optimaal systeem:

- in sommige gevallen worden de systeemcomponenten gewoon naast elkaar geplaatst zonder enige gecoördineerde interactie. De zonne-energie wordt voornamelijk gebruikt om het elektriciteitsverbruik voor de aanmaak van sanitair warm water te verminderen en dus wordt de warmtepomp gewoon naast het zonthermische systeem geïnstalleerd zonder enige integratie
- in andere gevallen wordt de warmtepomp geïnstalleerd als een manier om de zonnewinst van de collectoren te verhogen. De warmtepomp laat namelijk toe om zonnewarmte te

gebruiken zelfs als de temperatuur lager is dan de benodigde temperatuur van de vraagzijde (voor verwarming of aanmaak van sanitair warm water). Dit principe bestond 30 jaar geleden al maar wint nu opnieuw aan belang in situaties waar de grond of de lucht geen ideale bronnen zijn

- tenslotte zijn er ook totaalsystemen mogelijk waar de zonnewarmte wordt gebruikt als belangrijkste bron voor de warmtepomp, direct of indirect, m.a.w. beide opwekkers worden ontkoppeld d.m.v. relatief grote warmteopslag. Deze opslag kan voelbaar of latent gebeuren (vb. PCM) en op korte of lange termijn (vb. bodemgeneratie). In deze configuratie kan gesproken worden van een echte koppeling of integratie van beide systemen

Hoewel sommige publicaties de koppeling tussen zonthermische systemen en warmtepompen beschrijven, is er nog geen systematische analyse van de verschillende installatieconcepten en de toepassingsmogelijkheden binnen verschillende sectoren en onder verschillende condities uitgevoerd in Vlaanderen. Binnen het IWT-VIS-TRAJECT SMART-GEOTHERM wordt bijvoorbeeld wel de mogelijkheid onderzocht om thermische zonne-energie aan te wenden voor verwarming en koeling, maar dit onderzoek is niet de hoofdbetrachting binnen het project en bovendien ligt de klemtoon op (middel)grote gebouwen [4].

Enkel systemen en concepten van hoge kwaliteit zijn een garantie voor een duurzame ontwikkeling van dit type combinaties van zonthermische systemen en warmtepompen op de Vlaamse residentiële markt. Om die hoge kwaliteit te bereiken is er behoefte aan concurrentie en vergelijking. Concurrentie is al aanwezig in beide deelsectoren (zonthermie en warmtepompen). Eerlijke en onafhankelijke vergelijking is enkel mogelijk mits een door iedereen erkende aanpak voor systeemkarakterisatie en rendementsbepaling (vanuit IEA – SHC Task 44) en een gelijkaardige toepassing van de verschillende Europese normen.

Zoniet zullen er vele installaties geplaatst worden die slechte resultaten en ontevreden klanten opleveren, wat nefast is voor deze “nieuwe” markt van gecombineerde systemen, met als gevolg ook dat de meer ontwikkelde afzonderlijke markten van zonthermische systemen en warmtepompen er nadelige gevolgen van zullen ondervinden.

De primaire doelgroepen voor dit project zijn enerzijds de leveranciers en fabrikanten van materiaal voor zonne-energie- en warmtepompsystemen en anderzijds de ontwerpers van deze installaties. Dit zijn de architecten, installateurs, putboorders en studiebureaus. De actieve bedrijven uit de doelgroep hebben zich o.a. verenigd in het Warmtepomp Platform (WPP) en Associatie voor de Thermische Technieken van België Sectie 5 (Belsolar) en zijn de concrete aanstuurders van deze projectaanvraag.

[1] Richtlijn 2010/31/EU van het Europees Parlement en de Raad van 19 mei 2010 betreffende de energieprestatie van gebouwen (herschikking)

[2] Richtlijn 2009/28/EG van het Europees Parlement en de Raad van 23 april 2009 ter bevordering van het gebruik van energie uit hernieuwbare bronnen

[3] <http://www.energiesparen.be/groenewarmte>, laatst bekeken op 3 februari 2011

[4] IWT-VIS-TRAJECT SMART-GEOTHERM Mobiliseren van thermische energieopslag en thermische inertie in grondgekoppelde concepten voor de slimme verwarming en koeling van(middel)grote gebouwen

3.2 Projectdoelstellingen

Het project beoogde de knelpunten weg te werken die een ruime toepassing van de combinatie van zon(thermische) systemen en warmtepompen in de weg staan. Hierbij wordt voornamelijk bedoeld het gebrek aan kennis omtrent het te kiezen installatieconcept enerzijds en het gebrek aan betrouwbare cijfers over haalbare rendementen anderzijds.

De doelstelling van dit project is een grotere marktaanvaarding en een verhoogde kwaliteit van gekoppelde zon(thermische) systemen en warmtepompen zodat deze succesvol in de markt kunnen penetreren.

Dit project laat de bedrijven toe extra toegevoegde waarde te creëren door individuele systemen te combineren tot een gecombineerd systeem met een hogere performantie dan de som van de delen.

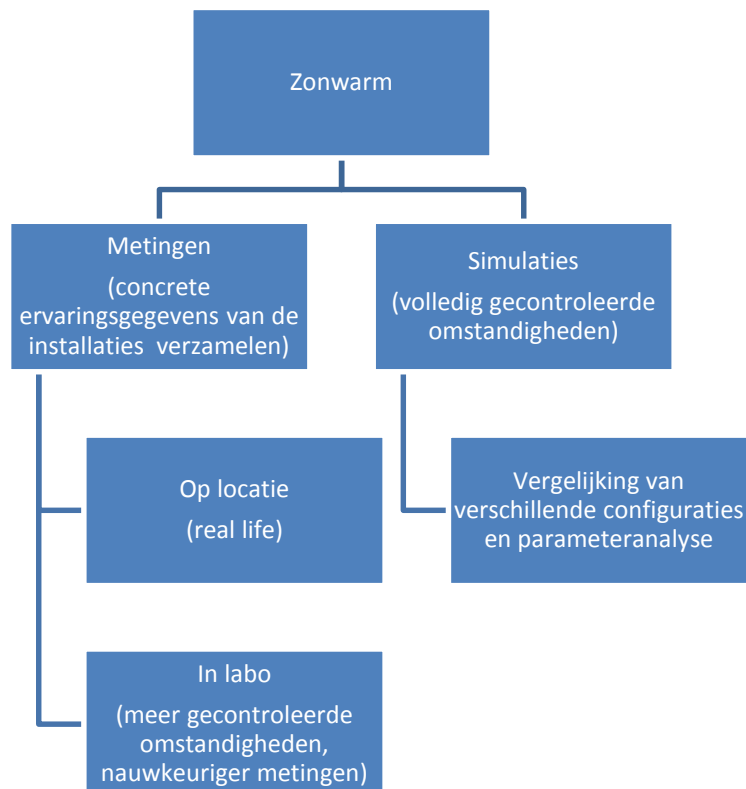
Binnen dit project werd de klemtoon gelegd op zonthermische systemen (zonnecollectoren, energiedak, ...) in combinatie met warmtepompen gericht op verwarming of aanmaak van sanitair warm water in residentiële gebouwen.

Er werd dan ook onderzoek gedaan op kleinschalige systemen voor verwarming of aanmaak van sanitair warm water in huizen of appartementen met een zonnecollector, een warmtepomp en eventueel een opslagsysteem als belangrijkste elementen.

4 Projectverloop

4.1 Globaal overzicht van het project

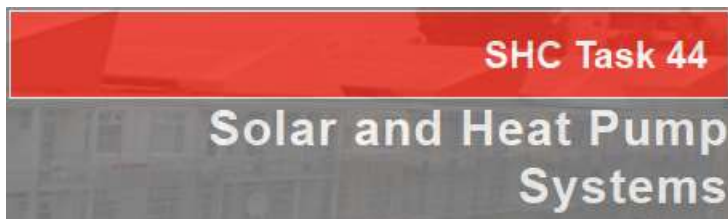
In dit project zijn er 3 verschillende paden gevolgd om op de hoofdvraag een antwoord te bieden (zie Figuur 1): metingen in labo, metingen op locatie en simulaties. Zo zijn er 2 installaties geplaatst in het thermodynamisch labo van KU Leuven, campus De Nayer. Verder zijn er 4 installaties op locatie geselecteerd om metingen in realistische omstandigheden uit te voeren. Ten derde worden er simulaties gemaakt van deze installaties. Deze 3 delen worden niet onafhankelijk van elkaar uitgevoerd. De installaties in het labo hebben tot doel om nauwkeurigere metingen te kunnen uitvoeren onder meer gecontroleerde omstandigheden (de concrete resultaten zijn echter eerder beperkt zoals toegelicht wordt in het eindverslag van Werkpakket 5). Bij de installaties op locatie liggen de instellingen van de installatie vast en geven de metingen een reëel beeld van hoe een zongekoppelde warmtepomp in een woning presteert. Met de simulaties in Polysun (www.velasolaris.com) verifiëren we in de eerste plaats de bestaande installaties, zowel in het labo als op locatie. In 2^{de} instantie worden de simulaties gebruikt om uit te zoeken welke parameters de grootste invloed hebben op de prestatie van het systeem en om de installaties te optimaliseren zodat ze maximaal gebruik maken van de zonneboiler.



Figuur 1: Projectschema met de verschillende takenpakketten

4.2 Basisgegevens uit IEA-SHC task44/HPP annex 38

Het ZonWarm project heeft zich aangesloten bij het IEA-SHC task 44 / HPP annex 38-project 'Solar and Heat Pump systems' (<http://task44.iea-shc.org/>), kortweg 'TASK44' genoemd. Dit heeft het mogelijk gemaakt om een belangrijk deel van het projectwerk gezamenlijk met de andere partners in TASK44. Vooral Werkpakket 4, waarin het simulatiewerk aan bod kwam, heeft hiervan kunnen profiteren.



Task 44 aims at optimizing combinations of solar thermal energy and heat pump, primarily for one family houses. The following items are in focus:

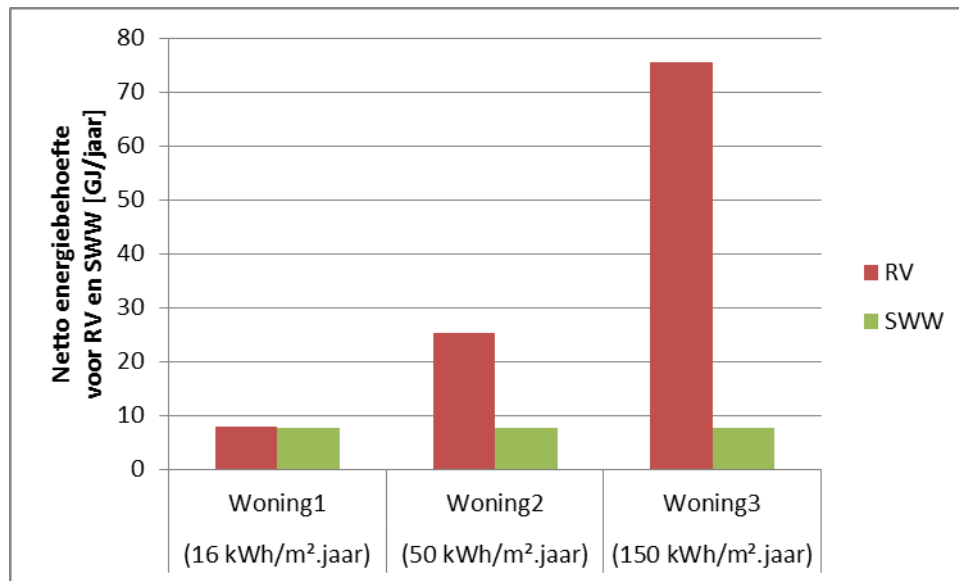
- Small-scale residential heating and hot water systems that use heat pumps and any type of solar thermal collectors as the main components.
- Systems offered as one product from a system supplier/manufacturer and that are installed by an installer.
- Electrically driven heat pumps, but during the development of performance assessment methods thermally driven heat pumps will not be excluded.
- Market available solutions and advanced solutions (produced during the course of the Task).

4.2.1 Typewoningen uit TASK44

Voor de simulaties zijn drie typewoningen overgenomen uit het TASK44-project. Het gaat om:

- SFH15: passiefhuisstandaard (uiteindelijk net geen PH)
- SFH45: goede huidige standaard
- SFH100: niet-gerenoveerde woning

De warmtevraag voor verwarming en warm water is getoond in Figuur 2. Het feit dat de warmtevraag voor verwarming gelijk wordt aan die voor sanitair warm water zal een grote rol spelen bij de interpretatie van de simulatieresultaten.

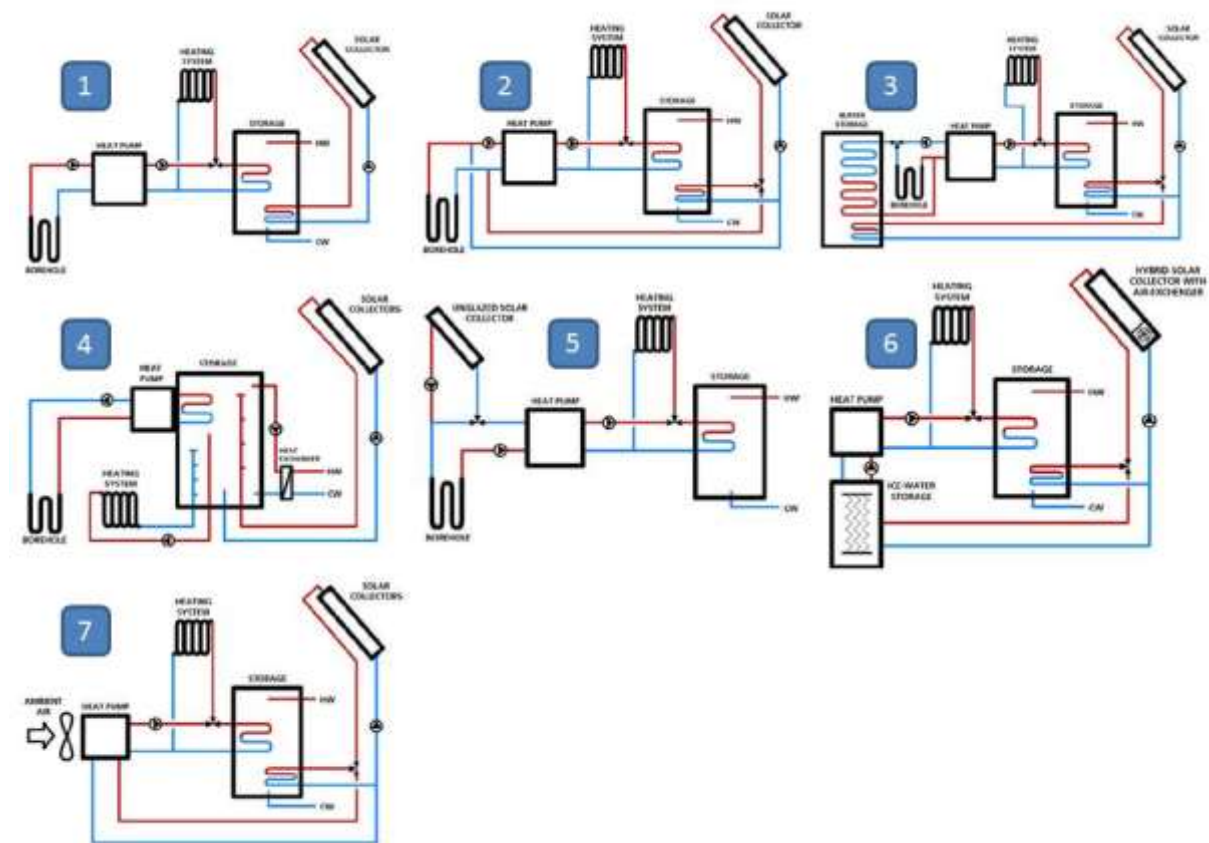


Figuur 2: Netto energiebehoefte voor RV en SWW voor drie referentiewoningen uit het ZonWarm-project

4.2.2 Installatiecategorieën uit TASK44

In het Europese project van IEA werden 7 categorieën van installatietypes naar voor geschoven als standaard zonwarmtepomp installaties. Uiteraard kan hierop nog gevarieerd worden, maar hiermee is de basis geschetst. Elke gemeten of gesimuleerde installatie in dit project kan in één van deze 7 categorieën worden ingedeeld.

1. One beside the other
2. Active regeneration
3. Big buffer storage
4. Maximal integration
5. Unglazed collector
6. Solar heating system
7. Ambient air heat pump



Figuur 3: 7 categorieën van type-zonwarmtepompen uit TASK44

4.3 Gekozen systeemconcepten in het ZonWarm project

Binnen het ZonWarm-project werden de volgende installatieconcepten opgemeten en/of gesimuleerd. In de volgende paragrafen en in Werkpakket 4 en 5 worden deze installaties verder toegelicht.

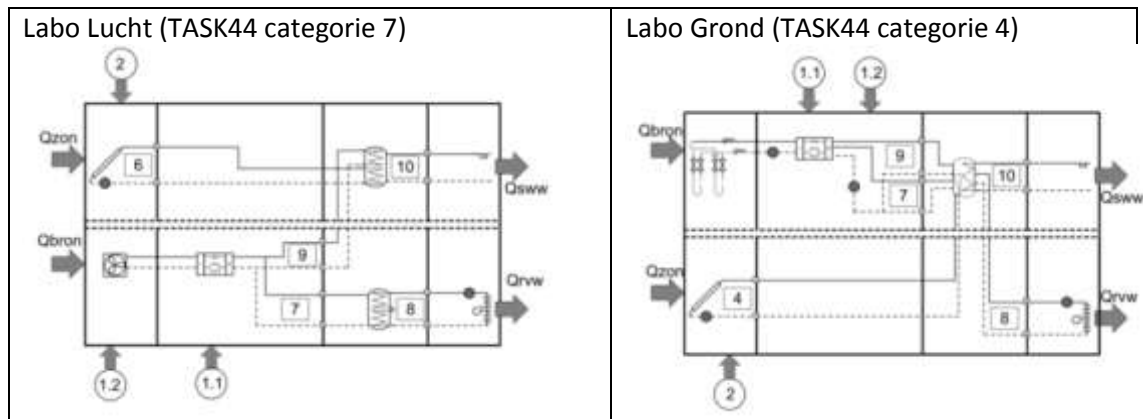
Tabel 1: Overzicht van de opgemeten en gesimuleerde installaties¹

TASK44 categorie	TASK44 beschrijving	Labo-metingen	In-situ-metingen	Simulaties
1	One beside the other		Beverlo	SYS-REF
2	Active regeneration		Betekom, Noorderwijk	SYS-REG
4	Maximal integration	Labo-grond		SYS-COMBI
7	Ambient air heat pump	Labo-lucht	Lede	

¹ In de simulatie-code zijn andere benamingen gebruikt: SYS-REF=SYS2; SYS-REG=SYS3; SYS-COMBI=SYS1

4.4 Installaties in labo

De installaties in labo zijn volgens de principeschema's uit Figuur 4 opgebouwd. Tabel 2 verklaart de nummering bij de schema's. Een verdere detaillering van de installaties uit Figuur 4 is te vinden in 'Werkpakket 5: Metingen in situ en in labo'.



Figuur 4: Principeschema's van de installaties in labo

Tabel 2: Legende van de metingen bij principeschema's van de installaties

Nummer	Afkorting	Omschrijving
1	P_{wp}	Elektriciteit warmtepomp (compressor + eventuele circulatiepompen die via de warmtepomp gevoed worden) De onderverdeling 1.1, 1.2,... staat voor het andere elektriciteitsverbruik dan de compressor, maar dat ook in het geheel van het elektriciteitsverbruik van de warmtepomp opgemeten wordt.
2	P_{zon}	Elektriciteit pomp zonneboiler
3	P_{rvw}	Elektriciteit pomp ruimteverwarming
4	$Q_{zon,opwek,tot}$	Thermische energie uit de zonnepanelen in totaal
5	$Q_{zon,rvw}$	Thermische energie uit de zonnepanelen gebruikt voor ruimteverwarming
6	$Q_{zon,sww}$	Thermische energie uit de zonnepanelen gebruikt voor sanitair warm water
7	$Q_{wp,rvw}$	Thermische energie opgewekt door de warmtepomp voor ruimteverwarming
8	$Q_{afgifte,rvw}$	Thermische energie afgegeven voor ruimteverwarming
9	$Q_{wp,sww}$	Thermische energie opgewekt door de warmtepomp voor sanitair warm water
10	$Q_{afgifte,sww}$	Thermische energie afgegeven voor sanitair warm water
11	Q_{wp}	Thermische energie opgewekt door warmtepomp
12	Q_{reg}	Thermische energie gebruikt voor regeneratie van de bodem
13	Q_{bron}	Thermische energie afkomstig van de bron (bodem, buitenlucht)

Tabel 3 toont de parameters van deze twee labo-installaties.

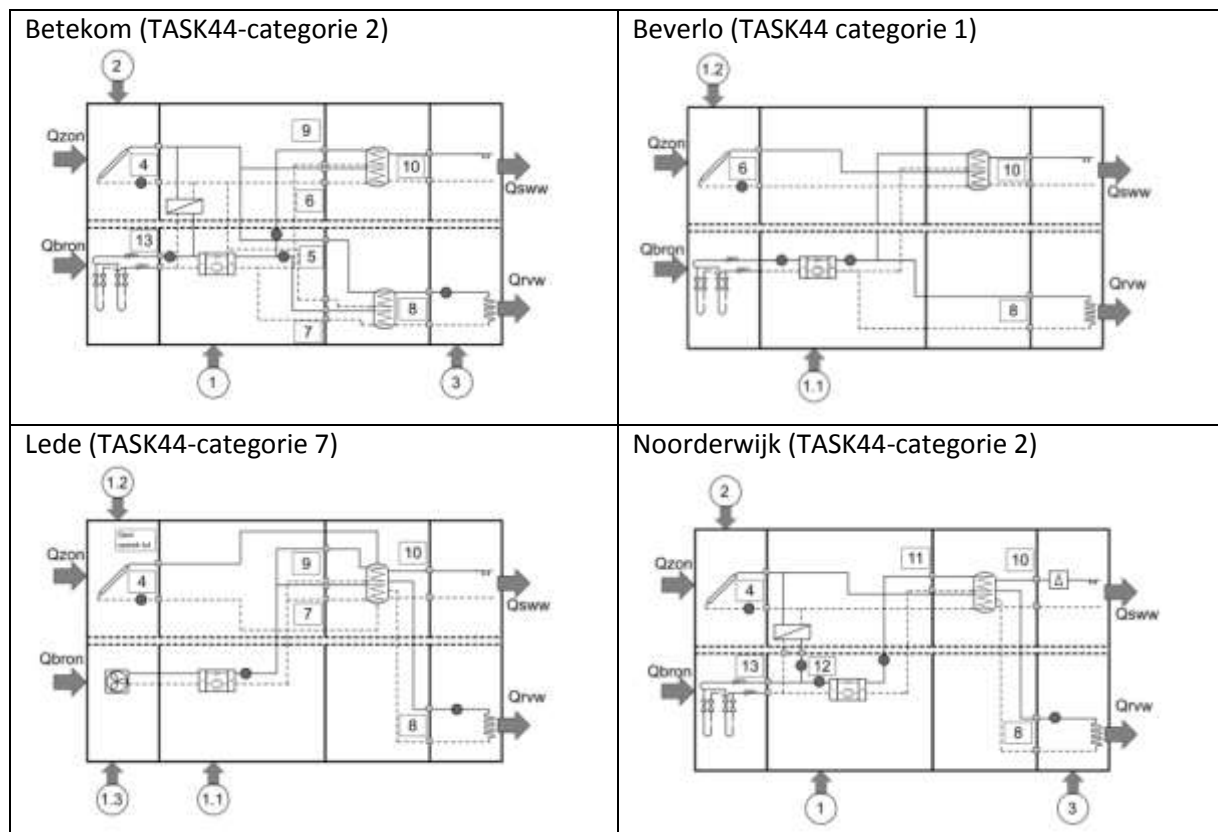
Tabel 3: Gegevens per labo-installatie

Installatie	Type warmtepomp	Vermogen warmtepomp	Oppervlakte zonnecollectoren en type	Buffer
Daikin warmtepomp	Lucht/water	4,80 kW (2°C/35°C)	3,02 m ² Vacuümbuis	Gescheiden Volume (300 l + 300 l)
Viessmann warmtepomp	Verticale bodem/water	10,2 kW (0°C/35°C)	13,66 m ² Vlakkeplaat	Gecombineerd volume (760 l)

Op deze installaties zijn de nodige meters (Nummer 1,2,4,7,8,9,10) geplaatst om de totaal verbruikte elektriciteit, totale zonnewarmte en de totale afgegeven warmte (aan zowel sanitair als vloerverwarming) te bepalen. Aan de hand van de totale verbruikte elektriciteit en de totale afgegeven warmte, kan de SPF van de gehele installatie en van de warmtepomp berekend worden. Aan de hand van de zonnewarmte wordt de zonnefracatie berekend en over de buffervaten wordt het warmteverlies opgemeten.

4.5 Installaties op locatie

Er zijn 4 installaties op locatie waar metingen plaatsvinden, waarvoor Figuur 5 de schema's toont en Tabel 4 de parameters. De legende van de metingen is identiek aan die van de labometingen (zie Tabel 2).



Figuur 5: Principeschema's van de installaties op locatie

Tabel 4: Gegevens per installatie op locatie

Plaats	Type warmtepomp	Vermogen warmtepomp	Oppervlakte zonnecollectoren en type	Buffer
Betekom	Verticale bodem/water	6,85 kW (0°C/35°C)	10 m ² Vlakkeplaat	Gescheiden volume
Beverlo	Verticale bodem/water	10 kW (0°C/35°C)	4,76 m ² Vlakkeplaat	Gescheiden volume
Lede	Lucht/water	18 kW (2°C/35°C)	7,08 m ² Vlakkeplaat	Gecombineerd volume
Noorderwijk	Verticale bodem/water	15,1 kW (0°C/35°C)	17 m ² Vacuümbuis	Gescheiden volume

4.6 Gesimuleerde installaties

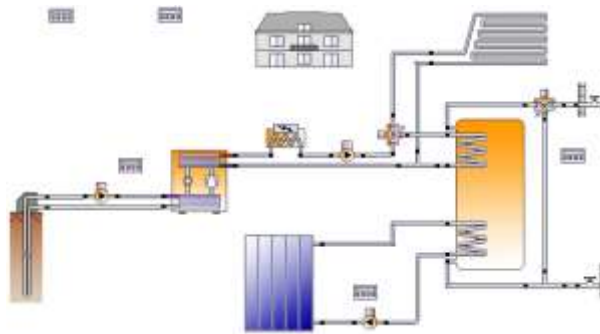
De 4 zonwarmtepomp-installaties uit Figuur 6 zijn gesimuleerd. Op basis van de technologieverkenning, literatuurstudie (WP2) en de registratie van de technologische noden van de bedrijven (zie WP1), werden deze installatieschema's geselecteerd.

Ze zijn in te delen in de categorieën van TASK44 als volgt²:

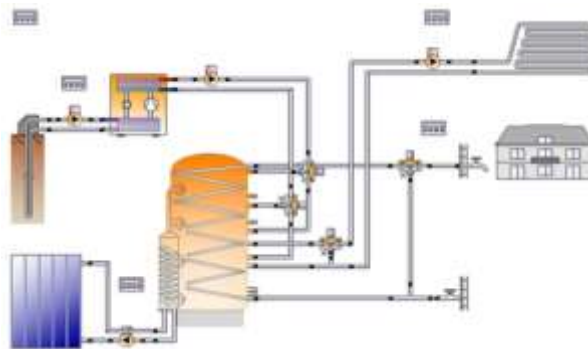
1. SYS-REF: TASK44-categorie 1
2. SYS-COMBI: TASK44-categorie 4
3. SYS-REG: TASK44-categorie 2

² In de simulatie-code zijn andere benamingen gebruikt: SYS-REF=SYS2; SYS-REG=SYS3; SYS-COMBI=SYS1

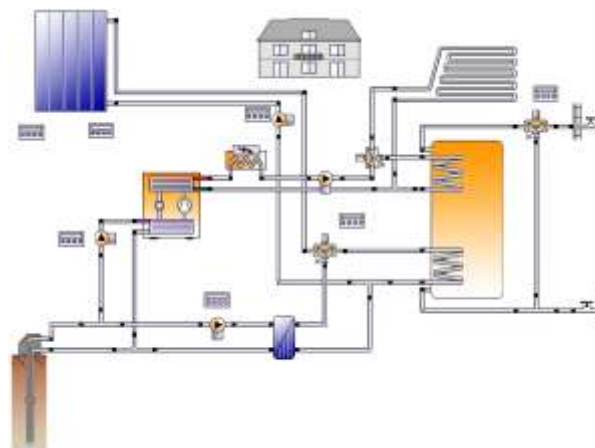
SYS-REF



SYS-COMBI



SYS-REG



Figuur 6: Gesimuleerde zonarmtepompen
(SYS-REG: TASK44-categorie 1; SYS-COMBI: TASK44-categorie 4; SYS-REG: TASK44-categorie 2)

5 Management verslag

5.1 Tijdsverloop en projectverlenging

De oorspronkelijke projecttiming: 1/11/2011 – 31/10/2013 (24 maanden).

In oktober 2013 werd echter een verlengingsaanvraag (zie bijlage) gedaan omwille van de volgende redenen:

1. De heraanleg van het centrale campusplein, waardoor het bestaande labogebouw werd afgebroken. Dit verplichtte ons om de basis-laboinfrastructuur waarmee de warmtepompinstallaties uitgemeten worden, te herbouwen op de nieuwe locatie. De tijd die hieraan door de projectingenieurs is besteed, werd afgehouden van de projecttiming (zie gearceerde maanden in de tijdstabel (ppt in bijlage op p7).
2. Groot verloop op vlak van personeel: Het vroegtijdig vertrek van projectingenieur Raf De Herdt (september 2012, zie §5.2). Daarnaast heeft Benjamin Verfaillie beslist om vanaf oktober 2013 ook zijn contract stop te zetten, en zal Jan Verheyen vanaf januari voor 50% op het project werken (zie ppt in bijlage op p7), met een door de campus verplicht aandeel van 20% voor didactische taken.

Omwille van deze vertraging is in september 2013 een verlenging van de projectduur aangevraagd bij IWT en toegekend door IWT op 18-10-2013: de nieuwe projecttermijn liep dan van 1/11/2011 tot 31/7/2014, zonder wijziging aan het budget (zie bijlage). Het projectteam werd, buiten Jan Verheyen, volledig vernieuwd:

Projectmedewerker	VTE	Periode	Taakbeschrijving
Leen Goovaerts	(50%)	21/10/2013 – 31/07/2014	Metingen in-situ
Dries Van Aken	(100%)	20/11/2013 – 31/07/2014	Metingen in labo
Jan Verheyen	(80%) (50%)	1/12/2013 – 31/12/2013 1/01/2014 – 31/07/2014	Simulaties, kennisoverdracht naar studenten en didactiek
John Veeken	(50%)	10/02/2014 – 31/07/2014	Simulaties
Maarten Sourbron	(PM)		Projectcoördinatie

Verder is het project vanaf 1/10/2014 onder de vleugels van KU Leuven verdergezet, omwille van de inkanteling van de opleiding industrieel ingenieur in de KU Leuven (en uit de hogeschool Thomas More).

5.2 Personeelsbestand (zie ook financieel verslag)

Het groot personeelsverloop en grote vertraging door de onvoorziene beslissing van de ThomasMore hogeschool om de laboruimte, waar de testopstelling uit werkpakket 5 zou uitgebouwd worden, af te breken (zie vorige paragraaf), hebben qua timing een onherroepelijke impact op het projectverloop gehad, wat een belangrijke correctie noodzakelijk maakte.

De tijdsbesteding op het project wordt opgesplitst in een gedeelte ten laste van het project (Tabel 5) en een gedeelte betaald uit de overhead-middelen van de onderzoeksgroep

Tabel 6).

Zoals gemeld in het voortgangsverslag van de GC-vergadering van 16-05-2014, werd beslist om John Veeken (expert op vlak van HVAC-installaties in gebouwen en hun regeling) 6 maanden halftijds (3MM) op het project in te zetten om het simulatiewerk tot resultaat te leiden. Omdat de personeelsmiddelen van het project hiertoe ontoereikend waren, werden hiervoor middelen van de onderzoeksgroep ingezet: verdeling 1/10 op personeelsbudget – 9/10 op middelen onderzoeksgroep.

Tabel 5: Overzicht van de tijdsbesteding ten laste van het project

Naam	2011	2012	2013	2014	Totaal
Jan Lhoëst	0.5				0.5
Raf De Herdt	2	9			11
Benjamin Verfaillie	3	12	10		25
Jan Verheyen			11	3.5	14.5
Leen Goovaerts			1.15	3.5	4.65
Dries Van Aken			1.2	7	8.2
John Veeken				0.73	0.73
TOTAAL	5.5	21	23.35	14.73	64.58
Michaël Parchine (PM)			9		9 (PM)
Maarten Sourbron (PM)			3	7	10 (PM)

Tabel 6: Overzicht van de tijdsbesteding ten laste van de overhead van de onderzoeksgroep

Naam	2011	2012	2013	2014	Totaal
John Veeken				2.27	2.27
TOTAAL					2.27

6 Projectbegroting

Tabel 7 toont het overzicht van de projectbegroting. Details zijn in het financieel verslag terug te vinden.

Tabel 7: Personeelsbegroting en werkmiddelen (zie ook financieel verslag)

	Voorzien	Uitgegeven	
		op project	op eigen middelen
Personeelsbudget	270000 €	272772,17 €	(6%) 16033.86 €
Werkingsbudget	162000 €	159180,72 €	
Ontvangen subsidies van IWT	(92,5%) 399600 €		

6.1 Vergaderingen van de gebruikerscommissie

Volgens de projectplanning moesten er per jaar 3 vergaderingen van de gebruikerscommissie georganiseerd worden (6 GC's op 2 jaar). De volgende 7 vergaderingen van de gebruikerscommissie zijn gehouden:

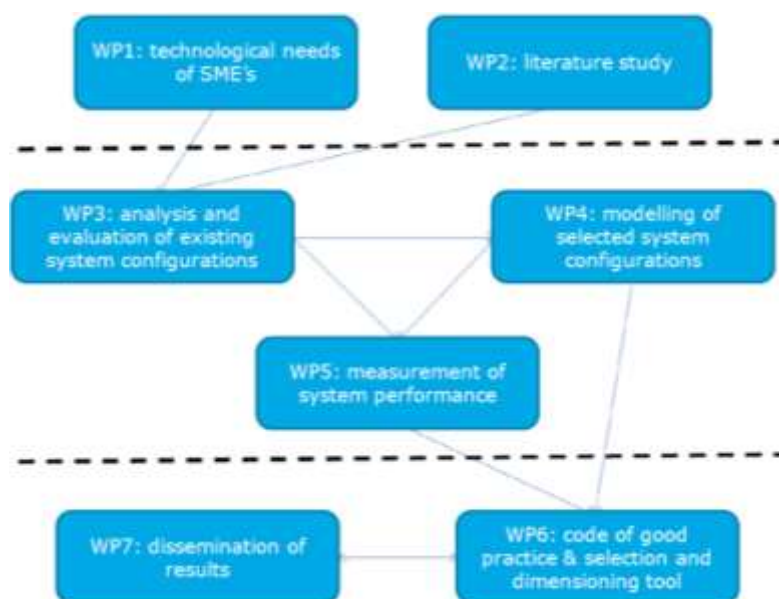
1. 16/11/2011: Startvergadering
2. 15/03/2012
3. 10/09/2012
4. 08/04/2013
5. 30/01/2014
6. 15/06/2014
7. 26/11/2014 en 5/12/2014: Eindvergadering

De verslagen van de van gebruikerscommissievergaderingen zijn beschikbaar bij de onderzoeksgroep.

7 Overzicht werkpakketten

Om de projectdoelstellingen te bereiken werden de volgende werkpakketten opgesteld.

- WP0: Projectbeheer
- WP1: Technologische noden van de bedrijfswereld
- WP2: Literatuurstudie
 - o WP2T1: Theoretische en toepassingsgerichte achtergrondinformatie
 - o WP2T2: Literatuur – en informatiebank
- WP3: Analyse en evaluatie van bestaande systeemconfiguraties
 - o WP3T1: Selectietabel systeemconfiguraties
 - o WP3T2: Selectie haalbare systeemconfiguraties
- WP4: Modelleren geselecteerde systeemconfiguraties
 - o WP4T1: Parameteranalyse
 - o WP4T2: Dimensioneringsrichtlijnen
- WP5: Meetcampagne systeemrendement
 - o WP5T1: Gedetailleerde labometing
 - o WP5T2: Opstellen uniforme meetkit
 - o WP5T3: Metingen op reële installaties
- WP6: Code van Goede Praktijk en selectie- en berekeningstool
 - o WP6T1: Opstellen/aanvullen “Code van Goede Praktijk”
 - o WP6T2: Selectie en berekeningstool
 - o WP6T3: Verrekening in EPB
- WP7: Verspreiding naar de ruimere doelgroep
 - o WP7T1: Website
 - o WP7T2: Publiceren van (wetenschappelijke) artikels
 - o WP7T3: Studiedagen/workshops



Figuur 7: Overzicht van de werkpakketten van het ZonWarm project

8 Bijlagen

1. Projectaanvraag
2. Projectcontract
3. Verlengingsaanvraag
4. Verlengingsaanvraag-bijlage
5. Verlengingsaanvraag-goedkeuring

IWT-TETRA 110183: Zongekoppelde Warmtepompsystemen ZON-WARM

Eindverslag Werkpakket 1: Technologische noden van de bedrijfswereld

Auteurs:

Leen Goovaerts
Dries Van Aken
Jan Verheyen
John Veeken

Redactie:

Maarten Sourbron

© Copyright KU Leuven

Zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van zowel de auteur(s) als de redacteur(s) is overnemen, kopiëren, gebruiken of realiseren van deze uitgave of gedeelten ervan verboden. Voor aanvragen tot of informatie i.v.m. het overnemen en/of gebruik en/of realisatie van gedeelten uit deze publicatie, wend u tot KU Leuven Campus De Nayer, Jan De Nayerlaan 5, B-2860 Sint-Katelijne-Waver, +32 15 31 69 44 of via e-mail iiw.thomasmore.denayer@kuleuven.be. Voorafgaande schriftelijke toestemming van de redacteur(s) is eveneens vereist voor het aanwenden van de in dit rapport beschreven (originele) methoden, producten, schakelingen en programma's voor industrieel of commercieel nut

Inhoudstafel

1	Taakbeschrijving (uit projectaanvraag)	3
1.1	Taak 1 (WP1T1): Registratie van de technologische noden van de bedrijven	3
2	Rapport technologische noden van de bedrijven	4
2.1	Algemene opmerkingen	4
2.2	Aandachtspunten project	4
2.3	Warmtepomp	4
2.4	Zonnecollector	5
2.5	Opslag	6

1 Taakbeschrijving (uit projectaanvraag)

Tijdens de verkennende gesprekken met de industriële partners is gebleken dat de kennis omtrent de koppeling tussen zonneboilers enerzijds en warmtepompen anderzijds nog vrij onbekend gebied is. Het is de bedoeling om hen hier een stuk vertrouwd mee te maken. Gedurende de volledige projectduur zal er daarom interactie zijn met de betrokken bedrijven om hun vragen te registreren en het onderzoek optimaal op hun noden af te stemmen (via de gebruikersgroepvergaderingen bijvoorbeeld). Interactie met de betrokken bedrijven is noodzakelijk om het onderzoek bij te sturen en zo optimaal mogelijk te laten aansluiten bij de noden. Er wordt over gewaakt dat de resultaten relevant (bruikbaar) zijn voor de betrokken bedrijven.

1.1 Taak 1 (WP1T1): Registratie van de technologische noden van de bedrijven

Type : onderzoeksactiviteit

In de startfase van het project nemen de projectmedewerkers contact op met de betrokken bedrijven. Er wordt een registratie gemaakt van het productengamma, de onderzoeksactiviteiten en de technologische noden. Deze worden samengevat in een (eventueel confidentieel) rapport. Op deze wijze zijn alle medewerkers op de hoogte van de specifieke knowhow behoefte en kan in het project hiermee rekening worden gehouden. Aandachtspunten tijdens deze gesprekken zijn

- toegepaste installatieconcepten
- toekomstige verwachte evoluties
- mogelijk beschikbaar materiaal voor labo-metingen
- mogelijk beschikbaar materiaal voor case studies
- mogelijke meetlocaties voor in-situ-metingen
- gebruikte ontwerp- en berekeningsprocedure

Resultaat: rapport technologische noden van de bedrijven

2 Rapport technologische noden van de bedrijven

De bevraging van de bedrijven uit de gebruikerscommissie heeft de volgende bevindingen en conclusies opgeleverd. Deze resultaten werden gepresenteerd op de tweede vergadering van de gebruikerscommissie (15-03-2012).

2.1 Algemene opmerkingen

- Belangrijk aspect: kosten/baten-analyse;
- Ook renovatie (groot aandeel in de markt) meenemen?
 - Kanttekening:
 - Renovatie → doorgedreven isolatie vereist;
 - Profiel toekomstige renovatie = profiel nieuwbouw;
 - Manier van isoleren verschilt, energievraag/profiel niet;
 - Energieopwekking met zelfde systeem!
 - Installatie Passief huis = installatie Renovatie in de toekomst

2.2 Aandachtspunten project

- Uitgangspunt moet zijn: Dekkingsgraad Zonnecollectoren ↑;
- Is regeneratie en koeling combineerbaar?
- Opdeling maken in volgende systemen:
 - Regeneratie op lange termijn onbeglaasd);
 - Regeneratie op korte termijn (vlakke plaat +vacuüm);
- Systeem en regeling zo eenvoudig mogelijk houden;

2.3 Warmtepomp

- Algemeen:
 - Elektrische bijstook meenemen? Ja, zie ook EPB discussie rond opname bijstook.
 - Aanvoertemperatuur verdamper maximum 20°C
 - Ad/absorptiewarmtepompen worden niet meegenomen
 - Idem water/water (Kost)
 - Idem ventilatielucht (Mismatch debiet)
- Lucht/water:
 - Is de grootste markt;
 - Economisch interessantste? Kosten/baten?
 - Bivalente systemen meenemen?
 - Met zonne-energie kan getracht worden de ontdooicyclussen te vermijden
- Bodem/water:
 - Is volgens sommige leden een niche markt en zal dat blijven;
 - Kan/moet koeling overal?
 - Effect van koeling én regeneratie op de boringen?
 - Volgende concepten meenemen?
 - Bron in de bodemplaat (spaart graafwerken uit)?
 - Systemen type rotex? (HBWW met collector op verschillende dieptes)
 - Fijnere regeling zou mogelijk zijn;

- Probleem is regeneratie van de bodem, voornamelijk de koppeling;
- Bij verticaal systeem:
 - Temperatuur blijf over gehele boring gelijk;
 - Problemen met olie die achterblijft;
 - extra U-lus kan geplaatst worden voor regeneratie/koeling;
- Zonverdamer (vb: Solaris PAC):
 - Meenemen in Project?
 - Toepasbaarheid in België?
 - Groot oppervlak nodig?
 - Ook bruikbaar met heat pipe of vlakke plaat?
 - Volume?
 - Kostprijs koelmiddel,... ?
 - Maximale druk collector ↔ verdampingsdruk?
 - Temperatuur collector ↔ max aanzuigdruk compressor?
 - Indien gewerkt wordt met glycol : mismatch van debieten (t.o.v. warmtepomp)?
- Directe expansie:
 - Groot nadeel:
 - elk jaar lektheidstest;
 - Andere milieueisen?
 - Mogelijk in combinatie met zonnecollector?
 - In buitenland al voorbeelden beschikbaar
 - Met extra verdamer in buitenlucht
 - Of enkel voor SWW/RV
 - Cruciaal is de dimensionering
 - Uit WP-Direct blijkt de SPF laag te zijn, reden?

2.4 Zonnecollector

- Algemeen:
 - Opletten voor uitkoken bij grote oppervlakte;
 - Vergelijken kosten/baten van
 - Vlakke plaat;
 - Vacuümbuis;
 - Onbeglaasd;
 - Vraagteken is de dimensionering;
 - Momenteel: oppervlakte op basis van sanitair:
 - In zomer overschotten;
 - In winter te korten;
 - Lucht als warmtedragend medium goede keuze?
 - L/W-warmtepomp?
 - Misschien is de combinatie van 2 types een goede keuze?
- Onbeglaasde:
 - Benodigd/beschikbaar oppervlakte zal probleem zijn;
 - Groot voordeel van prijs;

- Relatief kleine ΔT ;
 - Collectordebiet = verdamperdebiet?
- Vlakke plaat:
 - Prijs tussen zwembadcollector en vacuüm;
 - Kritischer naar oriëntatie, helling;
 - Abstractie maken van leegloop/druksystemen?
 - Panelen met Water ipv glycol?
- Vacuümbuis:
 - Duurste oplossing
 - Oriëntatie/helling niet kritisch
 - Gevoeliger voor glasbreuk

2.5 Opslag

- Water:
 - Gelaagd of niet? (Ref: Akpan et al, Optimization of Domestic-Size Renewable Energy System Designs Suitable for cold Climate Regions presenteren besparingen van 8 tot 38% t.o.v. niet gelaagde opslag)
- Type Combibuffer?
 - SWW met serpentijn:
 - » Minder verliezen;
 - » Mogelijk betere gelaagdheid;
 - » Groot warmtewisselend oppervlak nodig;
 - Vat in vat:
 - » Verliezen SWW zijn nuttig;
 - Verswaterstation:
 - » Extra pomp nodig;
- Sanitair en verwarming samen of apart?
- Bodem:
 - Bodemgesteldheid:
 - Grondsoort;
 - Grondwatersnelheid;
 - Doel? Alle overschot hierin capteren?
 - Maximum bodemtemperatuur?
 - Wat met koeling?
- PCM:
 - Vooral bruikbaar in combinatie met smartgrids;
 - Kost?
 - Eventueel in combinatie met waterbuffer;
 - Is studie op zich;

Installatieschema's (zie Werkpakket0 en Werkpakket3)

- Alle concepten hebben raakpunten;
- Kosten/baten-analyse is zeer belangrijk;

- Bepaling oppervlakte zonnecollector is cruciaal (kosten/baten);
- De zon moet altijd verwarmingsondersteunend werken;
- Regeling?
 - Is enkel ΔT regeling voldoende?
 - Potentieel van de collector meten en hierop regelen?
 - Debietregeling?
 - Best zo eenvoudig mogelijk houden;

IWT-TETRA 110183: Zongekoppelde Warmtepompsystemen ZON-WARM

Eindverslag Werkpakket 2: Literatuurstudie

- WP2T1: Theoretische en toepassingsgerichte achtergrondinformatie
- WP2T2: Literatuur – en informatiebank

Auteurs:

Leen Goovaerts
Dries Van Aken
Jan Verheyen
John Veeken

Redactie:

Maarten Sourbron

© Copyright KU Leuven

Zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van zowel de auteur(s) als de redacteur(s) is overnemen, kopiëren, gebruiken of realiseren van deze uitgave of gedeelten ervan verboden. Voor aanvragen tot of informatie i.v.m. het overnemen en/of gebruik en/of realisatie van gedeelten uit deze publicatie, wend u tot KU Leuven Campus De Nayer, Jan De Nayerlaan 5, B-2860 Sint-Katelijne-Waver, +32 15 31 69 44 of via e-mail iiw.thomasmore.denayer@kuleuven.be. Voorafgaande schriftelijke toestemming van de redacteur(s) is eveneens vereist voor het aanwenden van de in dit rapport beschreven (originele) methoden, producten, schakelingen en programma's voor industrieel of commercieel nut

Inhoudstafel

1	Taakbeschrijving (uit projectaanvraag)	3
1.1	Taak 1 (WP2T1): Theoretische en toepassingsgerichte achtergrondinformatie	3
1.2	Taak 2 (WP2T2): Literatuur- en informatiedatabank	3
2	Literatuuroverzicht	4
2.1	Eindrapport IEA SHC Taks 44/HPP Annex 38	4
2.1.1	Metingen	4
2.1.2	Simulaties	4
2.1.3	Economische analyse	5
2.2	Review van zonwarmtepompsystemen en meetresultaten	7
3	Literatuuur databank	8
3.1	Eindrapport IEA SHC Task44/HPP Annex 38	8
4	Bijlage 1: Uittreksel uit IEA SCH Task44/HPP Annex38, hoofdstuk 6	9
5	Bijlage 2: Review solar heat pump systems	10

1 Taakbeschrijving (uit projectaanvraag)

De koppeling van warmtepompen met zonthermische systemen is geen nieuw begrip in de internationale bouwwereld. Er is dan ook een grote beschikbaarheid van theoretische en praktische informatie over deze koppeling. De bedoeling van dit werkpakket is de bestaande en beschikbare literatuur te vervolledigen met documentatie betreffende de prestatie-evaluatie van deze koppeling zowel via berekeningen als metingen en resultaten van externe meetcampagnes. Als aanzet van dit werkpakket is dan ook de deelname van Lessius Mechelen Campus De Nayer in IEA-SHC Task 44 bevestigd.

De literatuur-, norm- en case studies vormen het noodzakelijke uitgangspunt om de volgende projectfase aan te kunnen vatten. Ze zorgen voor de nodige algemene theoretische en toepassingsgerichte achtergrond. Het doel van dit werkpakket is tweërlei. Enerzijds biedt het voor het verdere projectverloop de noodzakelijke theoretische en praktische achtergrond informatie. Anderzijds moet het onderzoekswerk leiden tot een databank van relevante en beschikbare literatuur die op een projectwebsite ter beschikking zal staan van de leden van de gebruikersgroep en in een later stadium van een ruimer publiek.

1.1 Taak 1 (WP2T1): Theoretische en toepassingsgerichte achtergrondinformatie

Type : onderzoeksactiviteit

In eerste instantie moet een goed beeld verkregen worden van de huidige stand van de techniek. Een overzicht wordt opgesteld met de focus op:

- bestaande technieken voor woningen (warmtepompen, zonthermische en opslagsystemen...)
- bestaande systeemconfiguraties voor woningen
- berekeningsmethodieken voor de bepaling van het systeemrendement
- meetmethodieken voor de bepaling van het systeemrendement
- systemen die zowel ruimteverwarming als sanitair warm water verzorgen
- externe meetcampagnes
- regelstrategieën

Eveneens moeten voor al de beschikbare technieken/concepten voor- en nadelen op gebied van comfort, ecologie, economie en duurzaamheid in het overzicht opgenomen worden.

Resultaat: basisoverzicht van bestaande technieken, configuraties,... .

1.2 Taak 2 (WP2T2): Literatuur- en informatiedatabank

Type : onderzoeksactiviteit

Op de projectwebsite wordt een databank opgebouwd met relevante naslagwerken, artikels, internetadressen, De in WP2T1 vermelde punten zijn hiervoor de leidraad. Geïnteresseerde bedrijven kunnen op basis van deze databank gewenste achtergrondinformatie opzoeken.

Resultaat: databank koppeling warmtepomp/zonthermische systemen

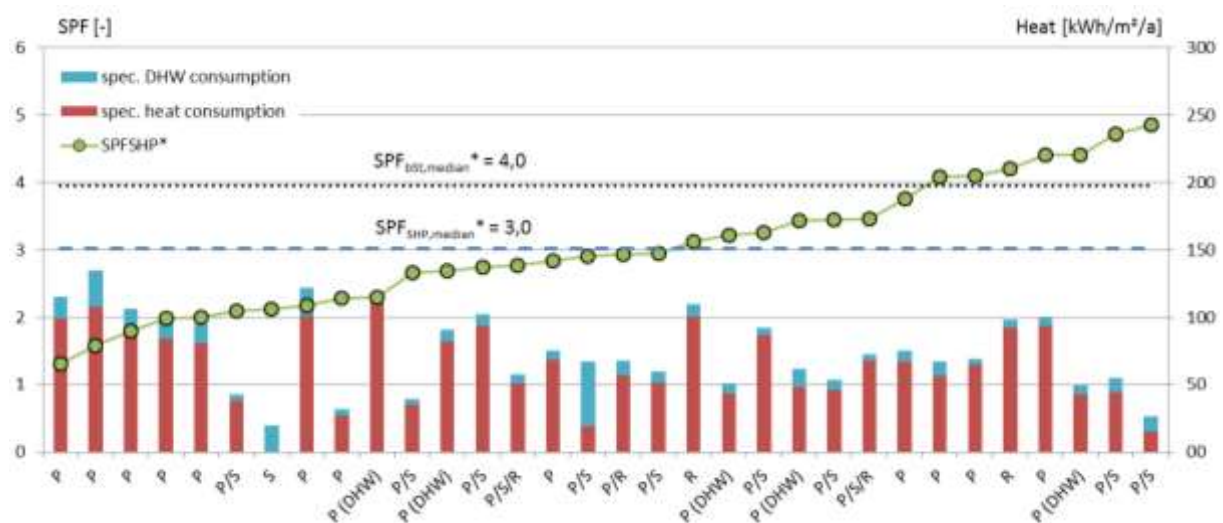
2 Literatuuroverzicht

2.1 Eindrapport IEA SHC Taks 44/HPP Annex 38

2.1.1 Metingen

In hoofdstuk 6 van dit eindrapport worden de meetresultaten die binnen het project verzameld zijn gepresenteerd en geanalyseerd. In bijlage 1 is een uittreksel uit dit rapport overgenomen, met een globaal overzicht van de meetresultaten en enkele succes-installaties die in detail worden gepresenteerd.

Globaal toont de onderstaande figuur het overzicht van alle meetdata (details in eindrapport task 44)



Figuur 1: Measured or correlated SPF_{SHP}^* of the monitored systems (green markers, left ordinate) and heat consumption for domestic hot water and space heating (right ordinate). The type of system is given on the abscissa: P = parallel, S = series, R = regenerative (OVERGENOMEN UIT EINDRAPPORT Task44)

2.1.2 Simulaties

Hoofdstuk 7 van dit eindrapport bespreekt de simulatieresultaten. De volgende eindconclusies worden hier genomen:

- Parallele systemen (zonnecollector en warmtepomp naast elkaar) zijn het meest gebruikt en het eenvoudigst in ontwerp
- Parallele systemen veroorzaken een reductie in energiegebruik van 50-200 kWh_{el}/m² collector oppervlakte in vergelijking met een warmtepomp zonder zonnecollectoren
- Parallele systemen veroorzaken een COP stijging van 0.07-0.1/m² collector oppervlakte (voor kleine tot gemiddelde oppervlaktes) in vergelijking met een warmtepomp zonder zonnecollectoren
- De hydraulische schakeling van het buffervat (aansluitposities, debieten, regeling van op- en ontladen) zijn cruciaal voor een goede systeemprestatie (diezelfde conclusie werd in dit project bekomen, zie Werkpakket 4)

- Als PV-elektriciteit lokaal wordt verbruikt en opgeslagen, zijn PV-panelen een concurrent van thermische zonnecollectoren in combinatie met een warmtepomp
- Zonnecollectoren behalve in parallel ook in serie met de warmtepomp plaatsten (als warmtebron) blijkt maar een klein effect op de systeemprestatie te hebben
- Regeneratie van de bodem van een enkele bodemlus heeft geen aantoonbare meerwaarde in de onderzochte simulatiestudies
- Zonnecollectoren als enige bron voor de warmtepomp heeft voordelen van eenvoud, kost, geluid (geen ventilatoren)
- Systemen met niet-afgedekte collectoren en ijsopslag hebben een gelijkaardige systeemprestatie als grondgekoppelde warmtepompen zonder zonnecollectoren

2.1.3 Economische analyse

In de economische analyse van hoofdstuk 8 van het eindrapport wordt vereenvoudigd uitgegaan van een eind-energiebesparing van 40%, gebaseerd op een $SPF_{ref} = 2.7$ en een $SPF_{SHP} = 4.5$, en de volgende formule:

$$FE_{\%} = \frac{FE_{ref} - FE_{SHP}}{FE_{ref}} = \left(\frac{1}{SPF_{ref}} - \frac{1}{SPF_{SHP}} \right) / \frac{1}{SPF_{ref}}$$

Op basis van de verschillende gegevens wordt nomogram uit opgesteld, om op basis van de energievraag per verwarmde vloeroppervlakte, een Total Cost of Ownership te presenteren.

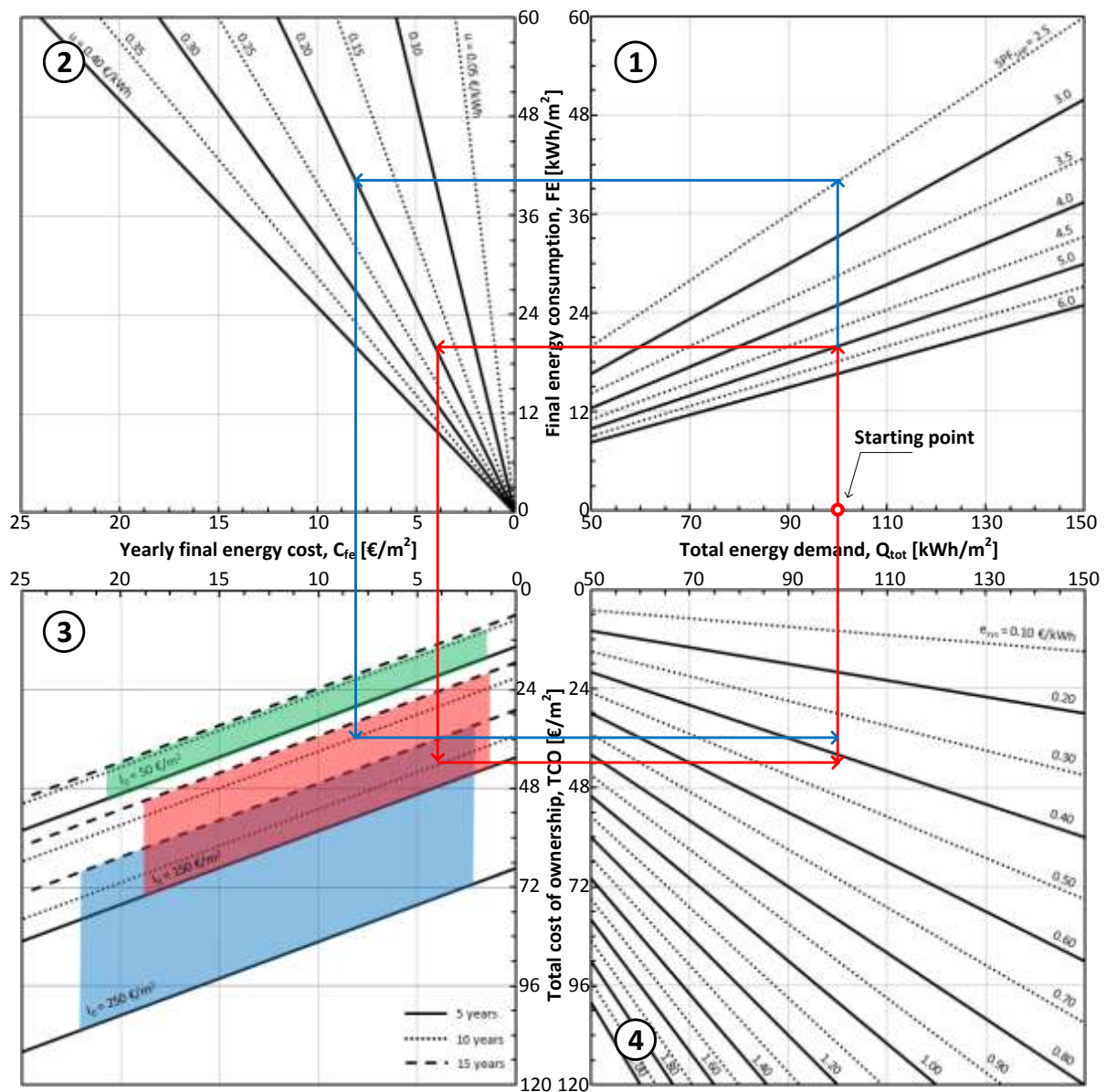
Calculation example:

Let's consider for instance a single family house with a total heating demand of 100 kWh/m². Two SHP systems have been considered for installation and in particular:

1. option 1: the system SPF_{SHP} is 2.5, the investment cost amounts to 150 €/m² and the average lifespan is 10 years;
2. option 2: the system SPF_{SHP} is 5.0, the investment cost amounts to 250 €/m² and the average lifespan is 15 years.

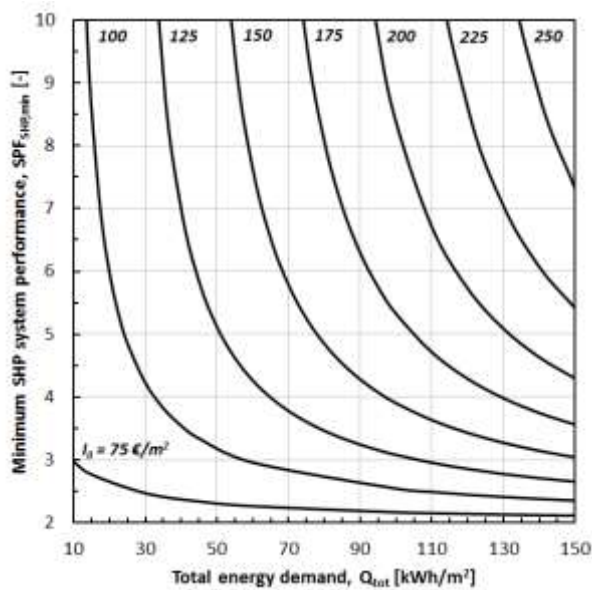
Which is the total cost of ownership TCO that the dwellings will face in 20 years?

The solution to this problem can be easily derived from the nomograph of **Figuur 2Fout!**
Verwijzingsbron niet gevonden.. Once the total heating demand of the building (100 kWh/m²) is given as input to Graph 1 (see Starting point) and the respective SHP system performances are selected (2.5 and 5.0), the yearly final energy consumption FE for the variants can be calculated (40 and 20 kWh/m², respectively). Assuming an average electricity price of 0.20 €/kWh in Graph 2, the yearly electricity energy costs associated amount to 8 and 4 €/m². In Graph 3, the system investment costs (coloured areas) and lifespans (parallel lines) have to be selected. As output from here the total cost of ownership TCO can be calculated, which accounts for the maintenance cost, replacements cost and energy inflated costs. In this case the $TCOs$ amount to 31.6 and 42.3 €/m², respectively. To conclude, the TCO will be divided by the total heating demand so that the heating energy cost the user will face in 20 years can be calculated. The energy cost associated to the first variant is 0.32 €/kWh whereas the second has reached a higher cost of 0.42 €/kWh. From this simple calculation, it can be concluded that option 1 is more attractive from an economic point of view than option 2.

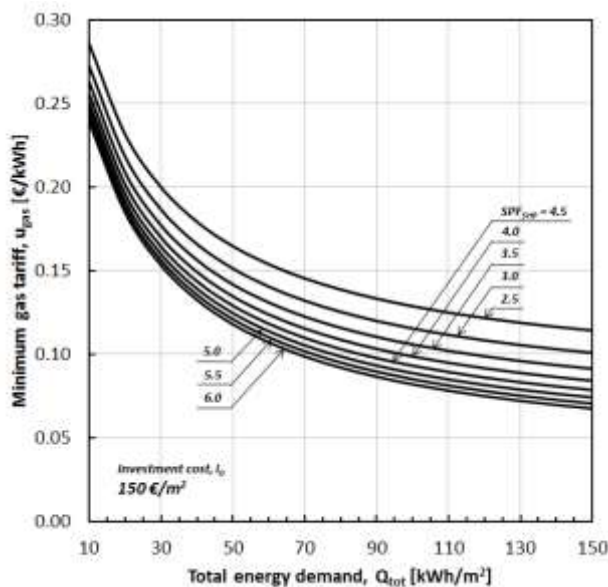


Figuur 2: Nomograph for economic analysis on SHP systems for residential applications. Energetic quantities are specified in terms of the living heated area (OVERGENOMEN UIT EINDVERSLAG Task44)

Dit kan gebruikt worden om de economische prestatie van zonwarmtepompen te evalueren. Enkele voorbeelden worden in de onderstaande figuren getoond. Verdere informatie is in het eindrapport van Task44 te vinden.



Figuur 3: Minimum SPF_{SHP} value of a SHP system for becoming as cost-effective as a gas-boiler reference system (VAR1). (Calculation parameters: electricity tariff: 0.20 €/kWh; gas tariff: 0.10 €/kWh; SHP system lifespan: 15 years; gas-boiler lifespan: 10 years; energy increase rate: 5%/year; maintenance cost: 2% of investment cost; inflation costs: 2.5%/year). (OVERGENOMEN UIT EINDRAPPORT Task44)



Figuur 4: Minimum gas tariff u_{gas} value for achieving a SHP system (investment cost 150 €/m²) as cost-effective as a gas-boiler reference system (VAR1). (Calculation parameters: electricity tariff: 0.20 €/kWh; SHP system lifespan: 15 years; gas-boiler lifespan: 10 years; energy increase rate: 5%/year; maintenance cost: 2% of investment cost; inflation costs: 2.5%/year). (OVERGENOMEN UIT EINDRAPPORT Task44)

2.2 Review van zonwarmtepompsystemen en meetresultaten

Zie bijlage 2: Sparber W., Vajen K., Herkel S., Ruschenburg J., Thür A., Fedrizzi R., D'Antoni M., Overview of solar thermal and heat pump systems and review of monitoring results, ISES Solar world Congress 2011, August 28 – September 2, 2011, Kassel, Germany.

3 Literatuurdatabank

3.1 Eindrapport IEA SHC Task44/HPP Annex 38

Het eindrapport is op eenvoudig verzoek verkrijgbaar bij de Vakgroep Thermotechniek van Campus De Nayer: maarten.sourbron@kuleuven.be

Binnen dit project is een uitgebreide literatuurlijst aangelegd, die eveneens op eenvoudig verzoek verkrijgbaar is.

4 Bijlage 1: Uittreksel uit IEA SCH Task44/HPP Annex38, hoofdstuk 6

5 Bijlage 2: Review solar heat pump systems

Copie van Sparber W., Vajen K., Herkel S., Ruschenburg J., Thür A., Fedrizzi R., D'Antoni M., Overview of solar thermal and heat pump systems and review of monitoring results, ISES Solar world Congress 2011, August 28 – September 2, 2011, Kassel, Germany.

placed, or in different depths within a borehole heat exchanger in order to observe for instance regeneration processes of the earth.

Temperature sensors were in most cases Pt 100 or Pt 1000 sensors with different classes of accuracy. For the use in heat meters they were often calibrated not in absolute way but pairwise to increase the accuracy of the measurement. 4-wire and 2-wire temperature sensors have been applied.

6.3 Solar heat pump performance – results from field tests

The purpose of in-situ measurements of SHP Systems under real conditions is to better understand the interoperation of different components of these systems and to evaluate the performance of the these systems. Within the framework of T44A38 members of 18 research institutions monitored 45 systems in the last years; those selected for further evaluation are listed in table 6.1. The Solar Heat pump systems analysed varied in different means as system layout, size, location, and underlying research questions leading to different measurement concepts and monitoring equipment used. Like all activities of T44A38, the monitored SHP systems and the subsequent analyses are limited to systems that are equipped with electrical-driven compression heat pumps and designed for DHW preparation and/or residential space heating. The system analysis is presented anonymously, giving each of the systems a number code.

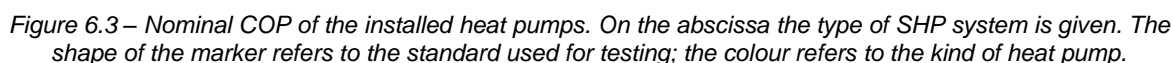
Out of 32 analysed systems, 17 could be characterised according to the systematic introduced in chapter 2 as parallel systems (P), 9 as parallel/series systems (P/S) and 5 as regeneration of the ground by uncovered or PVT collectors (R or P/S/R). 13 systems use ambient air as main source for the heat pump, 14 the ground or water and 5 systems exclusively the solar absorber.

Table 6.1 – Characteristics of the monitored systems. The following abbreviations are used: FPC = Flat-Plate Collector, UC = Uncovered Collector, ETC = Evacuated Tube Collector, PVT = Photovoltaic-Thermal Collector

Project name or description		Organisation	Concept	Collector Type	HP source
Solpumpeff project A	AT	AEE Intec / TU Graz	P/S	FPC	air/solar
Solpumpeff project B	AT	AEE Intec / TU Graz	P	FPC	air
Solpumpeff project C	AT	AEE Intec / TU Graz	P	FPC	ground
Solpumpeff project D	AT	AEE Intec / TU Graz	P	FPC	air
Solpumpeff project E	AT	AEE Intec / TU Graz	P/S	FPC	air/solar
Solpumpeff project F	AT	AEE Intec / TU Graz	P	FPC	water
Savièse Aufderegggen ice storage	CH	Energie Solaire SA	P/S	UC	solar
Savièse Granois ice storage	CH	Energie Solaire SA	P/S	UC	solar
Fribourg	CH	EIA Fribourg	P/S	FPC	ground
Jona	CH	Institut für Solartechnik SPF	P	FPC	air
COP5	CH	Université de Genève	P/S	UC	solar
WP Effizienz A	DE	Fraunhofer ISE	P	ETC	air

WP Effizienz B	DE	Fraunhofer ISE	P	FPC	air
WP Effizienz C	DE	Fraunhofer ISE	P	FPC	ground
WP Effizienz D	DE	Fraunhofer ISE	P (DHW)	FPC	air
WP Effizienz E	DE	Fraunhofer ISE	P (DHW)	FPC	ground
WP Effizienz F	DE	Fraunhofer ISE	P (DHW)	FPC	air
WP Monitor A	DE	Fraunhofer ISE	P (DHW)	FPC	ground
WP Monitor B	DE	Fraunhofer ISE	P	FPC	ground
WP Monitor C	DE	Fraunhofer ISE	P (DHW)	ETC	ground
Haus der Zukunft	DE	Fraunhofer ISE	P/S	FPC	air/solar
Dreieich	DE	ISFH	R	PVT	ground
Limburg	DE	ISFH	R	UC	ground
Solar and heat pump for houses A	DE	ITW	P	FPC	air
Solar and heat pump for houses B	DE	ITW	P	FPC	air
Solar ice store	DE	ITW	P/S	FPC/UC	solar
Borehole HX	DE	ITW	P/S	FPC	ground/ solar
Solar and heat pump for houses C	DE	ITW	P	FPC	air
energy basket & unglazed absorber	DE	ITW	P/S/R	UC	ground/ solar
Balleruphuset	DK	Cenergia / SBI	P/S/R	FPC	ground/air
Flamingohuset	DK	Cenergia / SBI	P/R	FPC	ground
Heliopac	FR	EDF	S	UC	solar

The nominal COP of the installed heat pumps under standard test conditions varies from 2.9 to 4.2 for air/water systems and from 3.8 to 4.7 for brine/water systems and reflects the bandwidth of actual marketed products. The different testing standards EN 255 and EN 14511 should be recognised as the latter, newer procedure leads to lower performances. The variation of the COP of air source systems is higher than in between the ground source systems figure 6.3.



The space heat consumption varied from 15 kWh/(m²a) to 110 kWh/(m²a) with a median value of 67 kWh/m²/a and domestic hot water consumption between 4 kWh/m²/a and 48 kWh/m²/a with a median value of 11 kWh/m²/a. The share of domestic hot water varies between 6% and 100%. So in average standard low energy houses with a relative low share of DHW were analysed. Compared to common heat pump field test the average SPF_{bSt} is comparable to average ground-source heat pump systems. Reflecting the fact that some of the tested systems were prototypes the results can be interpreted as success even so the strong influence of the storage losses on the performance shows potential for improvement.

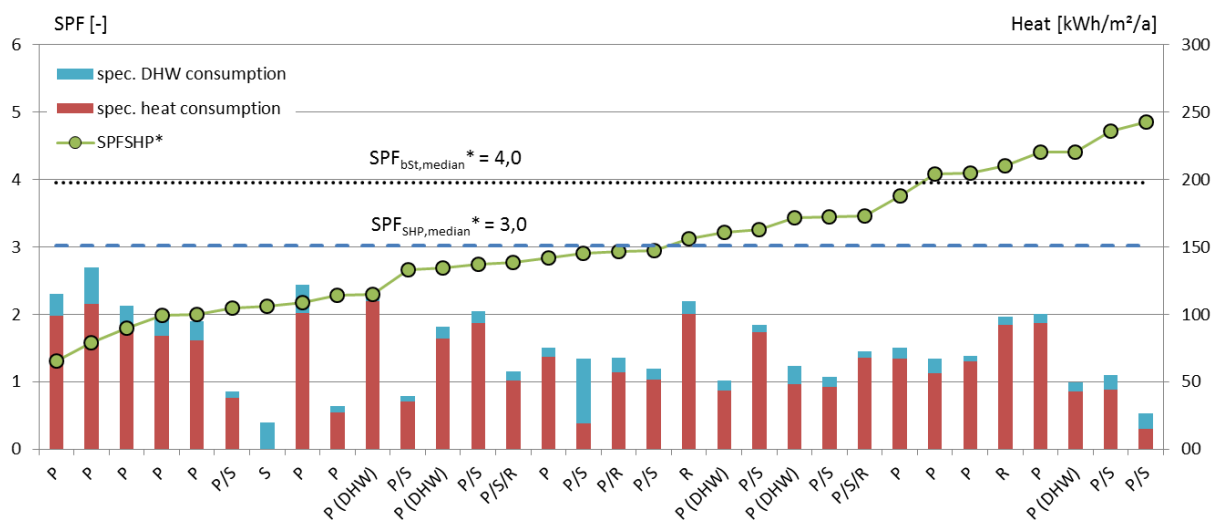


Figure 6.4 – Measured or correlated SPF_{SHP}^* of the monitored systems (green markers, left ordinate) and heat consumption for domestic hot water and space heating (right ordinate). The type of system is given on the abscissa: P = parallel, S = series, R = regenerative (cf. section 2.1.3)

In order to deeper analyse the monitored systems these were grouped by their main source and the influence of key indicators on the performance were identified. It can be expected, that an increasing size of the absorber in relation to the installed heat pump capacity lead to a higher SPF, as the solar fraction will increase and a higher solar fraction implies a higher SPF. A second key parameter is the COP of the heat pump under standard conditions. A third set of parameters are mean temperatures at the evaporator and condenser of the heat pump. As for the latter one data were not available, the ratio between domestic hot water demand and the heating demand could be used instead, giving an indication for the temperatures on the condenser side (the lower the share, the lower the temperatures and the higher the performance).

In figure 6.5 the measured SPF_{SHP}^* is shown as function of nominal COP and the ratio of installed absorber vs. heat pump capacity. Selected systems show the potential of air and solar only based SHP systems, they can achieve SPF_{SHP}^* significantly higher than 4. The results for solar ground-source heat pumps are as widespread as for the air-source heat pumps. These systems achieved higher SPF_{SHP}^* in general; best systems achieved a SPF_{SHP}^* of 4.8. Nevertheless the rather weak performance of many systems underlines the necessity of a well-established quality assurance process for installation, especially when hydraulics and control become more complex – even though many of the monitored systems had an experimental character.

As expected, the system performance gets lower as the share of high-temperature DHW increases (figure 6.6). The dependency was found to be strongest for air-source heat pumps. Especially the three series systems with a high share of DHW and uncovered collectors as only source show this tendency as well. The installed collector area in relation to the installed heat pump capacity ranges from 0.5 to 1.5 m²/kW for flat-plate collectors. Larger areas were installed when uncovered collectors were used.

Figure 6.7 shows the dependency of the systems in relation to the ratio of installed aperture area per heat consumption. Larger solar installations lead to higher performances as expected. Apart from appropriate sizing of the collector subsystem, there must be other influences on the SPF_{SHP}^* performance values for air-source heat pumps, for example system control and installation quality. This becomes evident as some systems with a moderate collector area outperform even ground source installations.

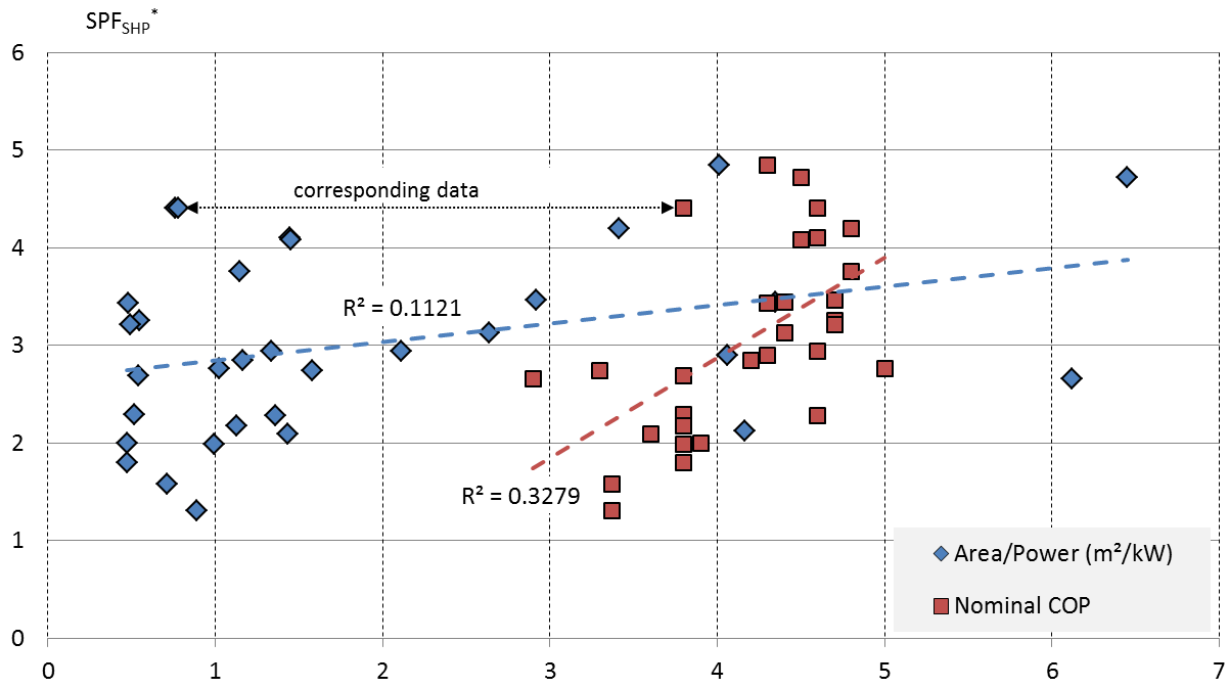


Figure 6.5 – Measured or correlated SPF_{SHP}^* depending on the nominal COP (A2/W35 or B0/W35) and the ratio of installed absorber area and nominal heat pump capacity.

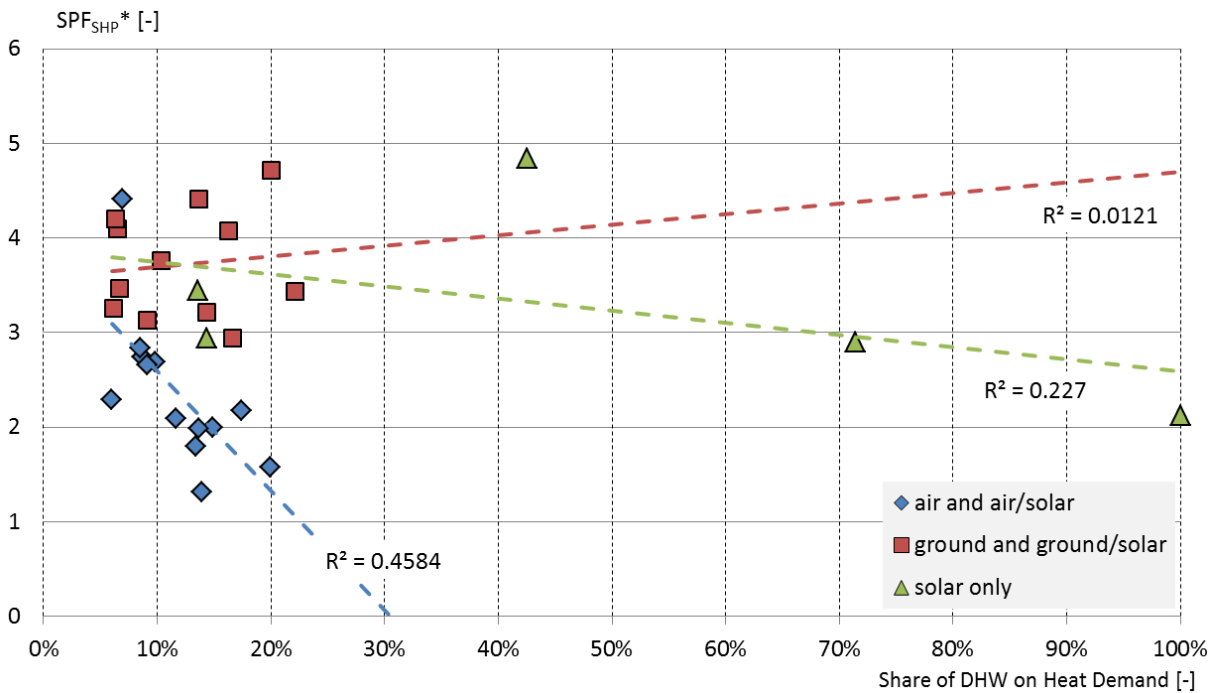


Figure 6.6 – Measured or correlated SPF_{SHP}^* depending on the share of domestic hot water measured for solar heat pumps with solar as only source.

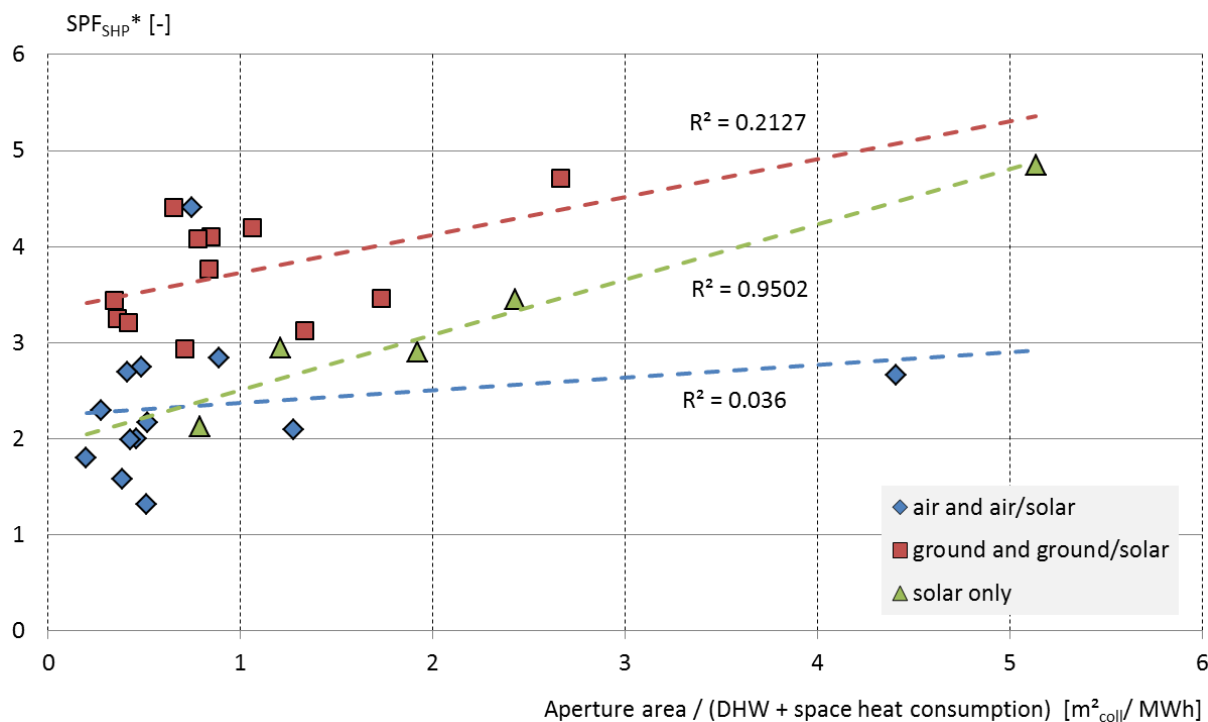


Figure 6.7 – Measured or correlated SPF_{SHP}* depending on the ratio of installed collector area and heat demand for solar heat pumps with uncovered absorbers

Looking at well performing systems of different configurations shows their potential. Parallel, series and regenerative approaches are found among these convincing examples, and no significant difference could be seen on the main source for the heat pump system (figure 6.8).

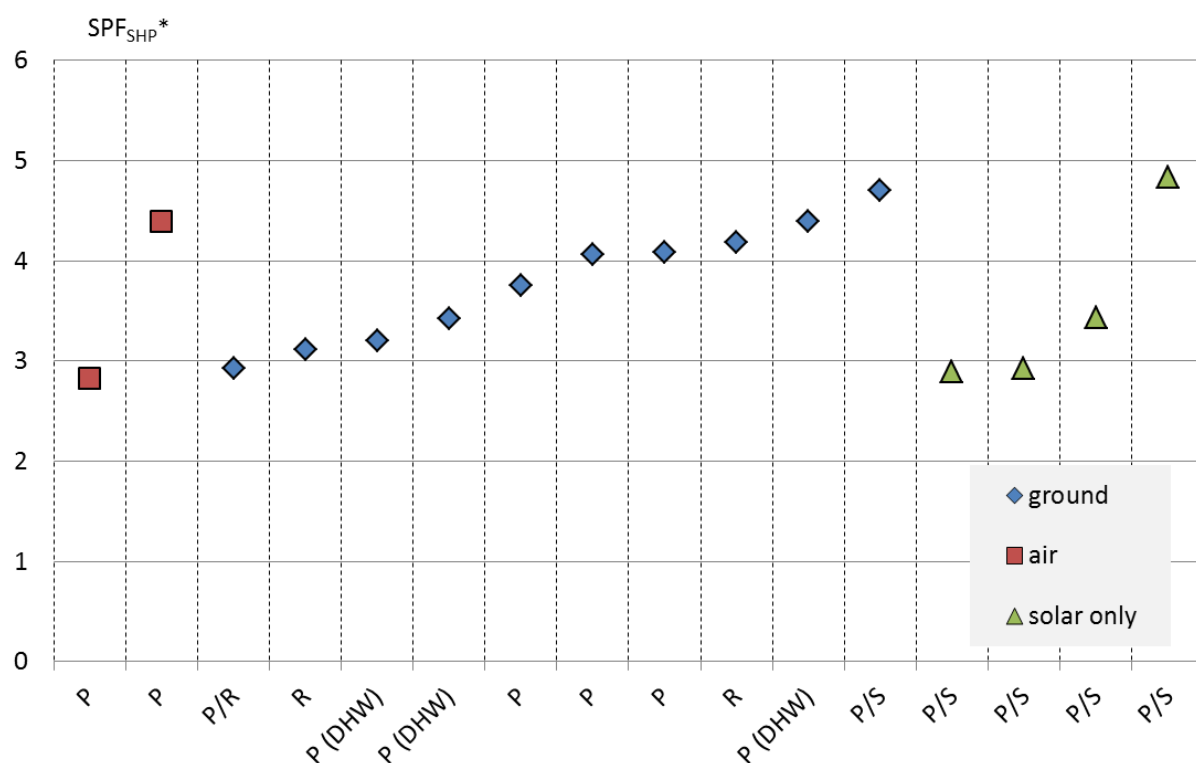


Figure 6.8 – Measured or correlated SPF_{SHP}^* of selected well performing monitored systems with different concepts, grouped by the main sources air, ground and solar only

6.4 Best practice examples

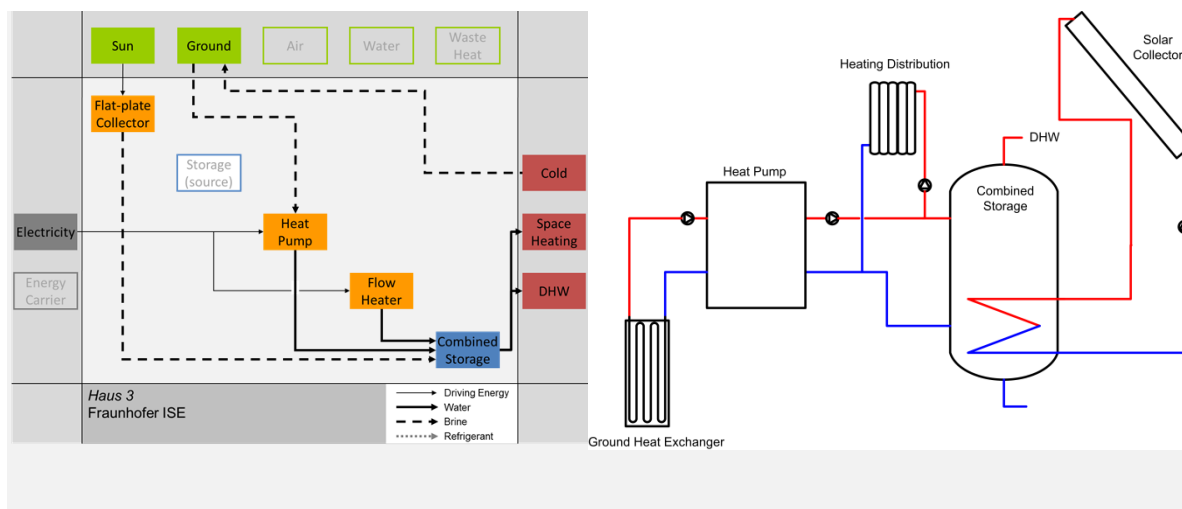
Besides gathering performance indicators, each of the monitored systems is a good source for knowledge creation. In the following five systems were selected representing the variety of successful system solutions seen in the field:

- Blumberg, DE: Parallel system with ground source heat pump and flat plate solar collector (published in [3])
- Jona, CH: Parallel system with air source heat pump and flat plate solar collector (published in [4])
- Dreieich, DE: System with ground source heat pump and recovery of the ground by PVT collectors (published in [5])
- Savièse, CH: Parallel/series system with ice-storage and unglazed collectors as source (published in [6])
- Satigny, CH: Parallel/series system for multifamily building with uncovered collector as source (published in [7])

The variety of the systems with good performances indicates that adapted, well installed solutions for Solar Heat Pumps are available.

6.4.1 Blumberg

The system in the Blumberg single family house is a typical example for a larger parallel system. A ground-source heat pump plus solar thermal system have been installed in 2008. The system provides domestic hot water for 4 people and space heating energy distributed by a floor heating system. A 9.9 kW_{th} ground-source heat pump and 14.4 m² flat-plate collectors deliver heat to a 1000 L combi-storage covering space heating and domestic hot water. The heat pump unit contains also an electric heating element. The system has been monitored from July 2009 till June 2010. Electric and thermal energy flows were monitored for evaluating SPF_{bSt} .





Location	Blumberg, DE	Altitude 700 m
Building	Low energy, floor heating	276 m ² , 56 kWh/m ² a
Heat pump	Ground source, scroll compressor, R410A	9.9 kW _{th} COP = 4.5 @B0/35, EN 255
Solar collector	Flat-plate collector	14.4 m ² , 20° East, inclination 40°
Thermal storage	Combi-storage	1000 L

For the period of 12 months, the solar collectors yielded 5005 kWh or 348 kWh/m²a. The heat pump delivered 14769 kWh to the storage, the heating element 0.6 kWh. The total electricity demand of the system was 3437 kWh/a.

The seasonal performance factor amounted to $SPF_{bSt} = 5.8$, shown in greater detail by figure 6.9. The performance factor for the heat pump alone was $SPF_{HP} = 4.7$. In the main summer month the heat was delivered by solar collectors only. Their rather high performance shows the potential of the easy-to-control parallel system with a large collector subsystem.

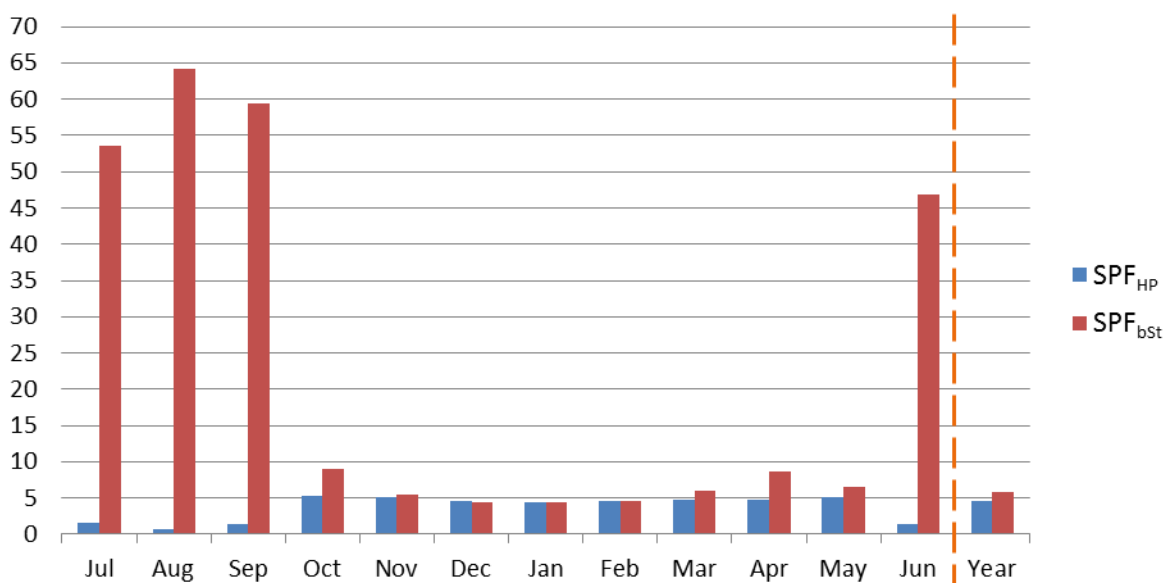


Figure 6.9 - SPF_{bSt} on monthly and annual basis for the monitoring period of July 2009 till June 2010

The electrical energy consumption of the system (3437 kWh/a, seen with SPF_{bSt} boundaries) can be divided into the consumption of compressor (3126 kWh/a), auxiliary electric heating (0.6 kWh/a), brine pump (199 kWh/a), control (54 kWh/a) and solar circuit pump (58 kWh/a). The relative distribution also on monthly basis is shown in figure 6.10. The electrical heating element remained unused due to the reliable ground source.

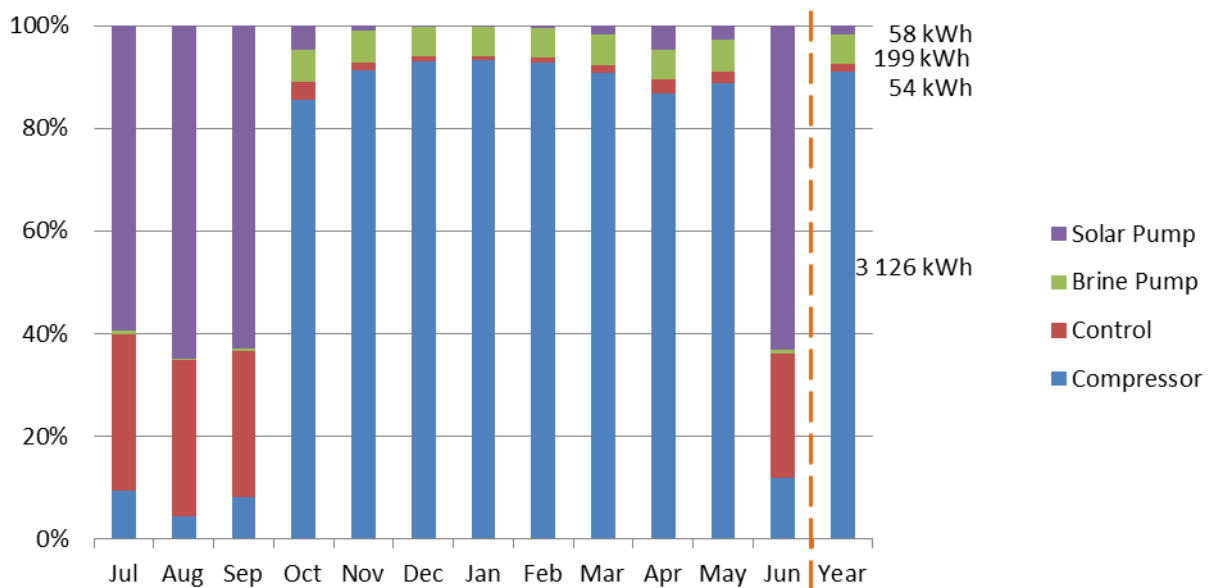
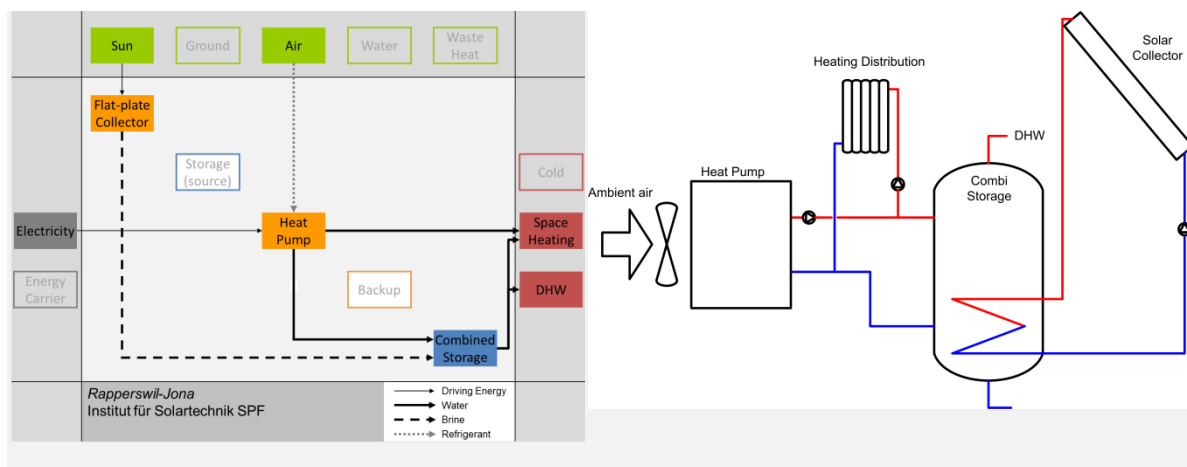


Figure 6.10 – Relative distribution of electricity consumption for SPF_{bSt} boundaries on monthly basis. For annual results (rightmost column) absolute values are given as well.

Under the given circumstances like the relative cold but sunny climate, a low temperature distribution and a well dimensioned solar system a good performance could be achieved even with a more simplistic integration of the solar system.

6.4.2 Jona

The system in the single family house located in Rapperswil-Jona, Switzerland, is a typical example for a larger parallel system. An air-source heat pump plus solar thermal system have been installed in 2009 and monitored. The system provides domestic hot water (1400 kWh/a) for two people and space heating (18700 kWh/a) for 200 m² of heated floor area of a house built in 1992. The 20 kW_{th} air-source heat pump and the 15 m² covered solar thermal collector field deliver heat to a tank-in-tank solar combi-storage of 1.8 m³ water volume from where the needs for space heat and domestic hot water are served. From the solar combi-storage domestic hot water and space heat are provided. The heat pump charges either the upper part or the middle part of the storage directly (switching with two three-way valves) and the solar thermal collector field charges the storage with internal heat exchangers placed in the top and in the bottom third, of which the top heat exchanger can be circumvent.





Location	Jona, CH	Altitude 408 m
Building	Low energy, floor heating	200 m ² , 100 kWh/m ² a
Heat pump	Air source, scroll compressor, R404A	19.7 kW _{th} COP = 3.8 @ A2/35, EN 255
Solar collector	Flat-plate collector	15 m ² , 20° West, inclination 38°
Thermal storage	Combi-storage	1800 L

All heat inputs and outputs of the store were monitored from February 2010 to December 2011 as well as the electricity consumption of the heat pump and the solar collector operation. Electricity for all controllers and pumps with the exception of the space heat distribution pump was included in the balance. Measured points included the flow and return temperatures and volume counts of the solar circuit, the heat pump circuit and the space heat circuit as well as cold water and hot water temperatures and tapped volumes. For the year 2011, the resulting seasonal performance factor of the system calculated based on all electricity use and the useful heat leaving the store was $SPF_{SHP} = 4.4$. Compared to a typical air-source heat pump this is a strong improvement of the performance which is mainly resulting from the high share of solar heat in the heat balance (figure 6.11). The low temperatures in the heating circuit together with the low share of DHW lead to low temperatures at the condenser, so even in winter monthly COP for the air source heat pump of >3.4 were achieved (figures 6.12 and 6.13).

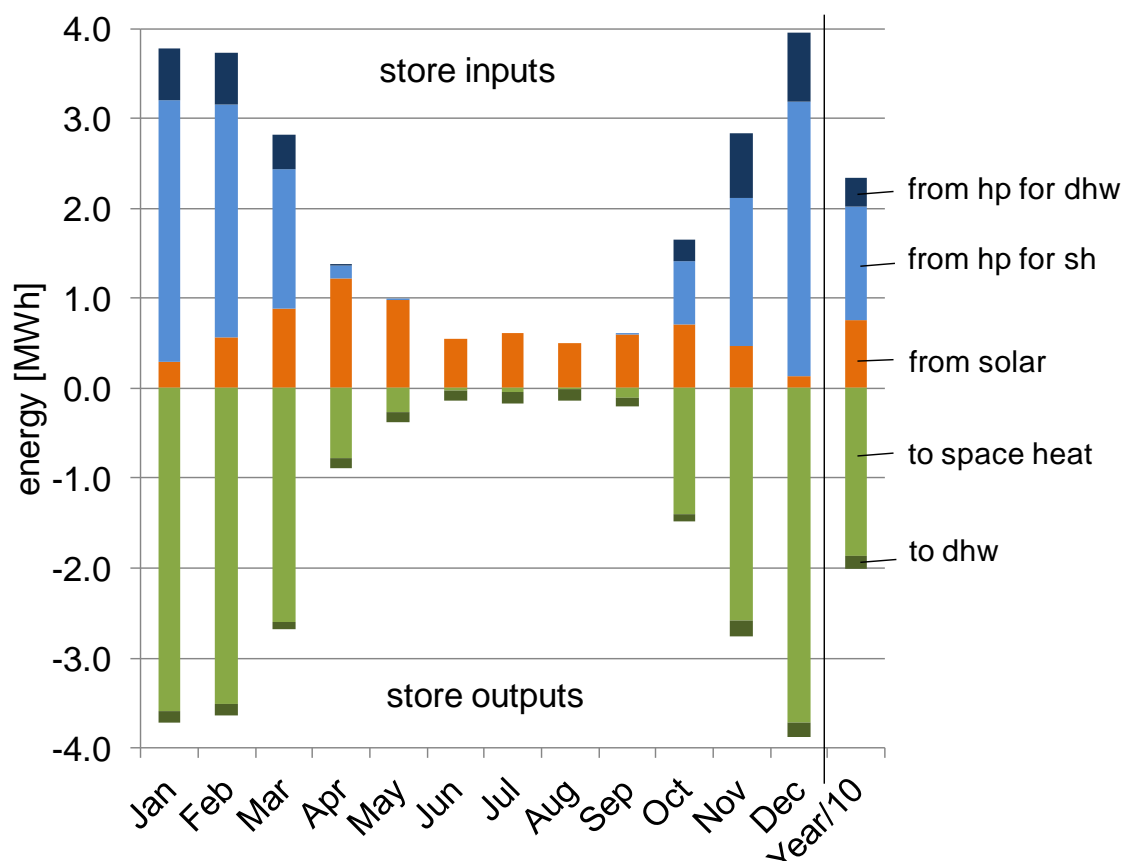


Figure 6.11 - energy balance of the combi-storage

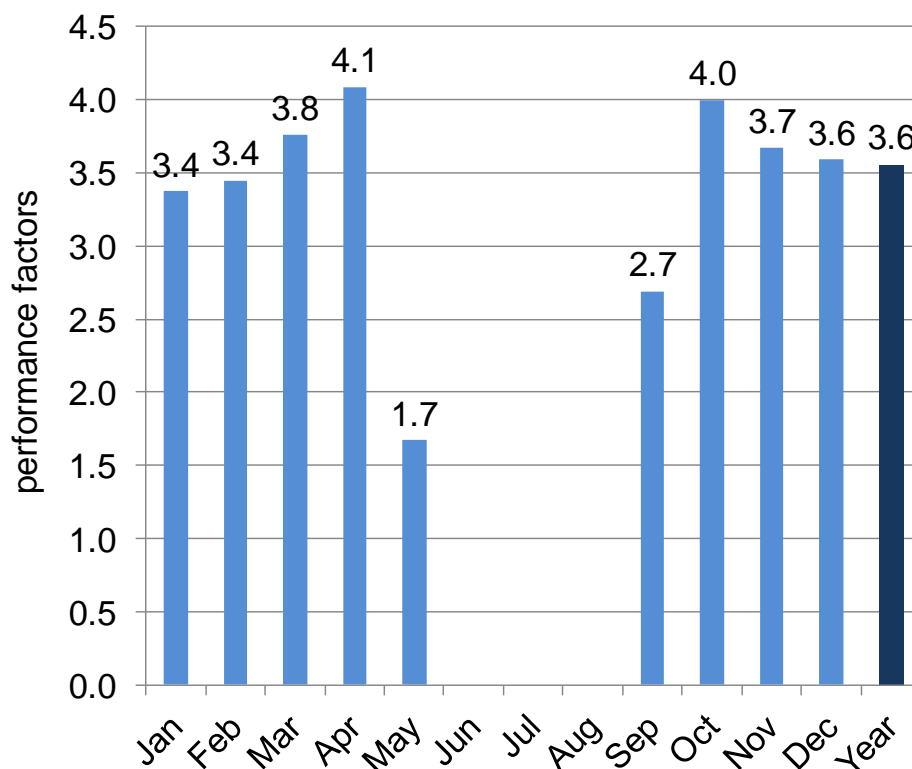


Figure 6.12 - performance factors of the heat pump SPF_{HP}

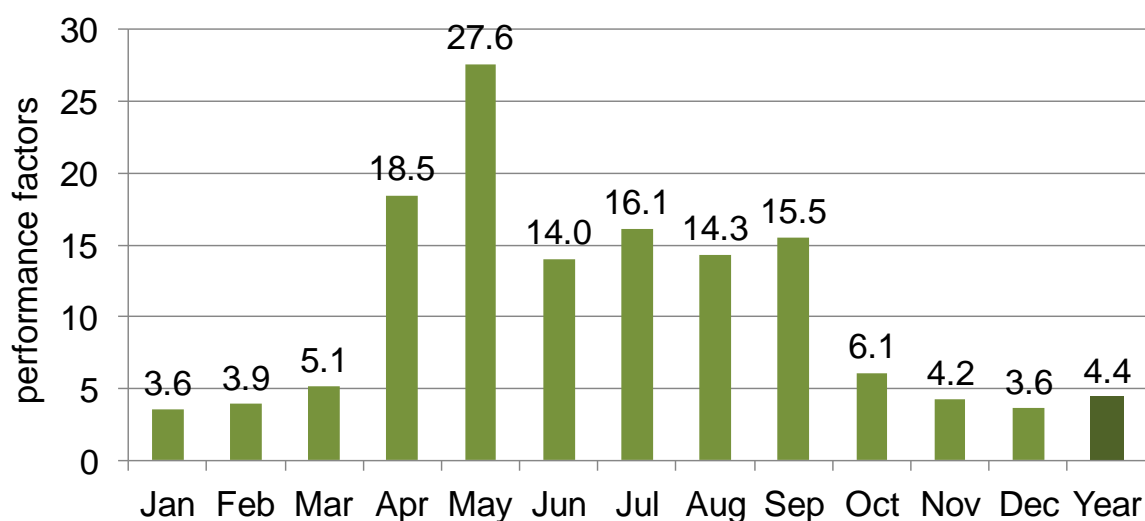


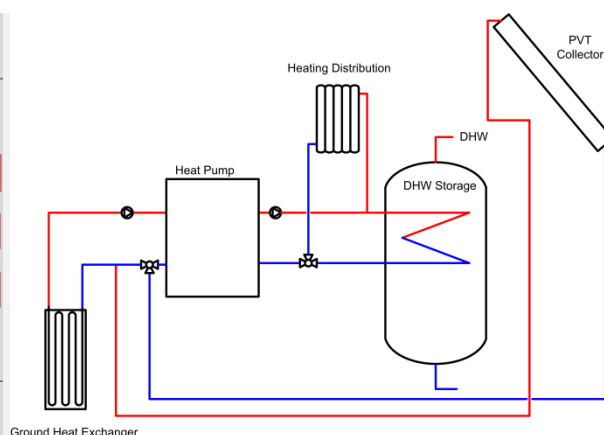
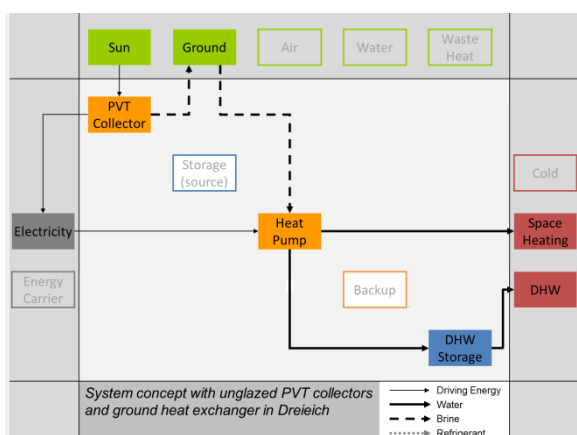
Figure 6.13 - performance factors of the system including the storage SPF_{bSt}

6.4.3 Dreieich

A heat pump system with uncovered PVT collectors and ground heat exchanger has been measured over a period of two years starting in March 2009. It consists of 39 m² PVT collector field, a 12 kW heat pump and a total length of 225 m coaxial borehole HE. The system provides space heat and domestic hot water for a large single family house. The measured heat demand in the system is 36 MWh/a in the first and 40 MWh/a in the second year of operation, which corresponds to a 25 % and 45 % increased heat demand compared to planning. The additional PV yield due to PV cooling is determined by comparison with non-

cooled PV reference modules. In both measured periods the additional PV yield due to cooling is 4 %. The thermal yield of the PVT collector is 450 kWh/m² per year.

The PVT collector connection to the heat source side aims at two effects compared to a conventional heat pump system. One effect is the lift of the cold temperature level by the thermal yield of the unglazed collector. Simultaneously, the PV is cooled and therefore its efficiency and electrical yield are improved. The collector is connected to the heat source by a simple switching valve. This valve allows connecting the PVT collector in series to the borehole heat exchanger. Accordingly, the supplied heat from the collector is restricted to the heat source side of the heat pump. In the monitored system the heat pump provides heat for the space heating system and the domestic hot water (DHW) storage. The DHW storage is charged by the integrated condenser of the heat pump which can be operated as desuperheater.



Location	Dreieich, DE	Altitude	150 m
Building	Low energy, floor heating	380 m ² , 66+6 kWh/m ² a	
Heat pump	Ground source, scroll compressor, R407C	11.6 kW _{th} COP = 4.8 @B0/35, EN 255	
Solar collector	PVT collector	39.6 m ² , 24° East, inclination 15°, 2.8 kW _p	
Thermal storage	DHW	150 L	

The results of the measurements are given in figure 6.14. It shows the seasonal distribution of the heat fed into the boreholes and the extraction of this heat by the heat pump in winter. The small share of DHW gives optimal low temperatures for the heat pump operation.

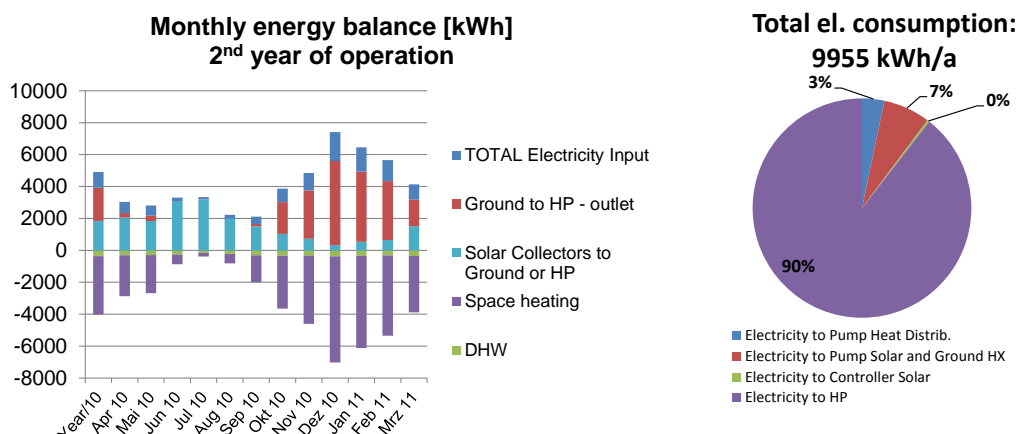


Figure 6.14 – Heat demand and energy balance in the course of the year (left) and overall electricity consumption (right) in the 2nd year of operation. The monthly heat flow rates of the ground heat exchanger are monthly positive net heat flows. The solar collector yield, that exceeds the evaporator demand, is injected to the ground heat exchanger.

Figure 6.15 shows that performance and temperature level of the ground heat exchanger is comparatively unchanged, because of the active ground regeneration by the solar thermal PVT collector. The comparatively good stability of heat source temperatures highlights the robustness of the combined heat source unglazed solar collector and borehole heat exchanger.

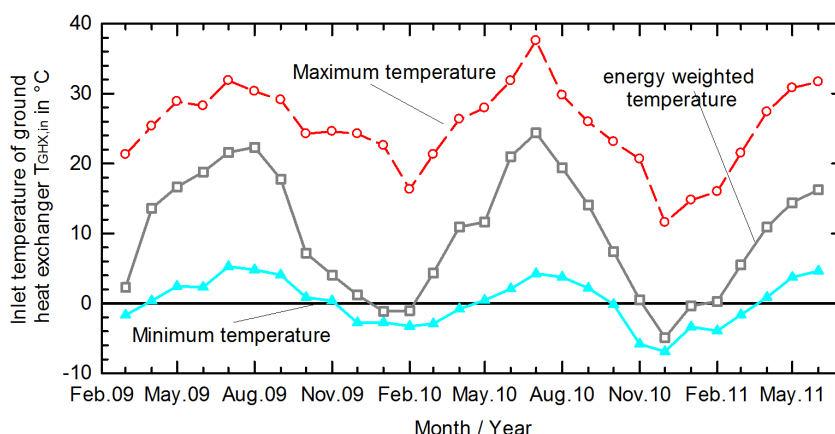
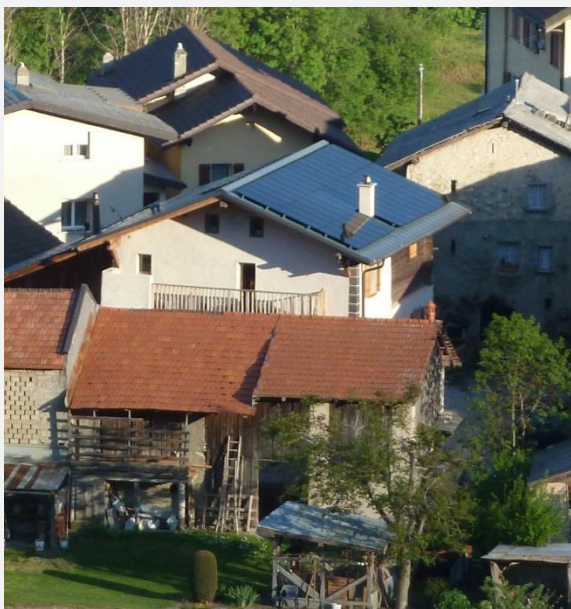
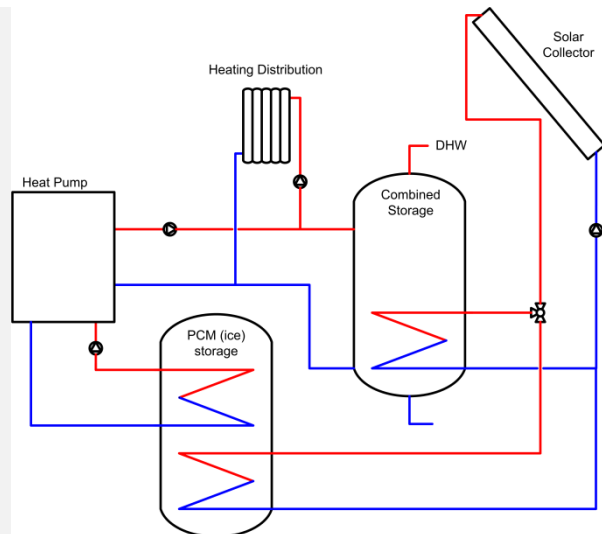
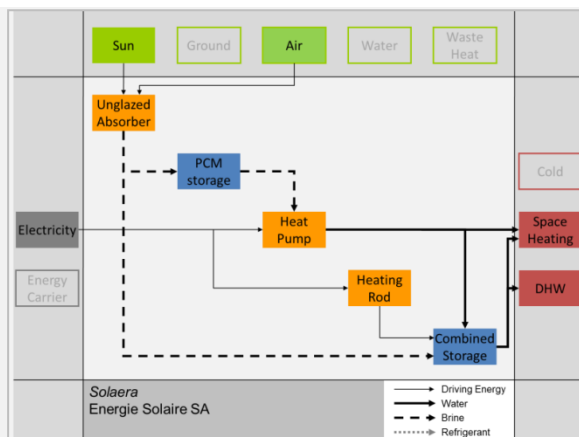


Figure 6.15 – Monthly maximum, minimum and average temperatures of the ground heat exchanger inlet the minimum temperatures in winter 2010/2011 are caused by non-stop operation of the heat pump over a period of two weeks.

The PVT collectors have been installed with and without rear side insulation. The measurement was conducted separately for both fields without significant differences for electrical and thermal yields.

6.4.4 Savièse

The system installed in an old retrofitted house in Savièse-Granois in Switzerland is made for DHW production and space heating up to 8 kW. The selective coated unglazed collectors are used both as solar collector and as heat exchanger on ambient air. They charge a storage tank with phase changing material (PCM: ice/water) connected in series with the collector field on the brine/water heat pump evaporator. When running at higher temperatures they charge a combi-storage tank which is connected to the heating distribution and produces DHW.



Location	Savièse, CH	Altitude 1500 m
Building	Retrofitted low-energy building	230 m ² , 43+6 kWh/m ²
Heat pump	Brine/water with "solar only" source, R407C	6.9 kW _{th} COP = 4.3 @B0/35, EN 255
Solar collector	Type «AS» from Energie Solaire SA (uncovered)	30 m ² , 10° East, inclination 20°
Thermal storage	PCM (ice/water) storage	620 L
	Combi-storage	1000 L

The results and the monthly energy balance are shown in figure 6.16. With an annual SPF_{SHP} of 4.3 (3.3 when counting the additional heat from a wood stove as electricity), the installation can be compared to standard heat pump with boreholes. The concept of the ice storage in combination with the uncovered collectors is promising especially when ground sources are not available. In addition the noise impact of an external air unit can be avoided.

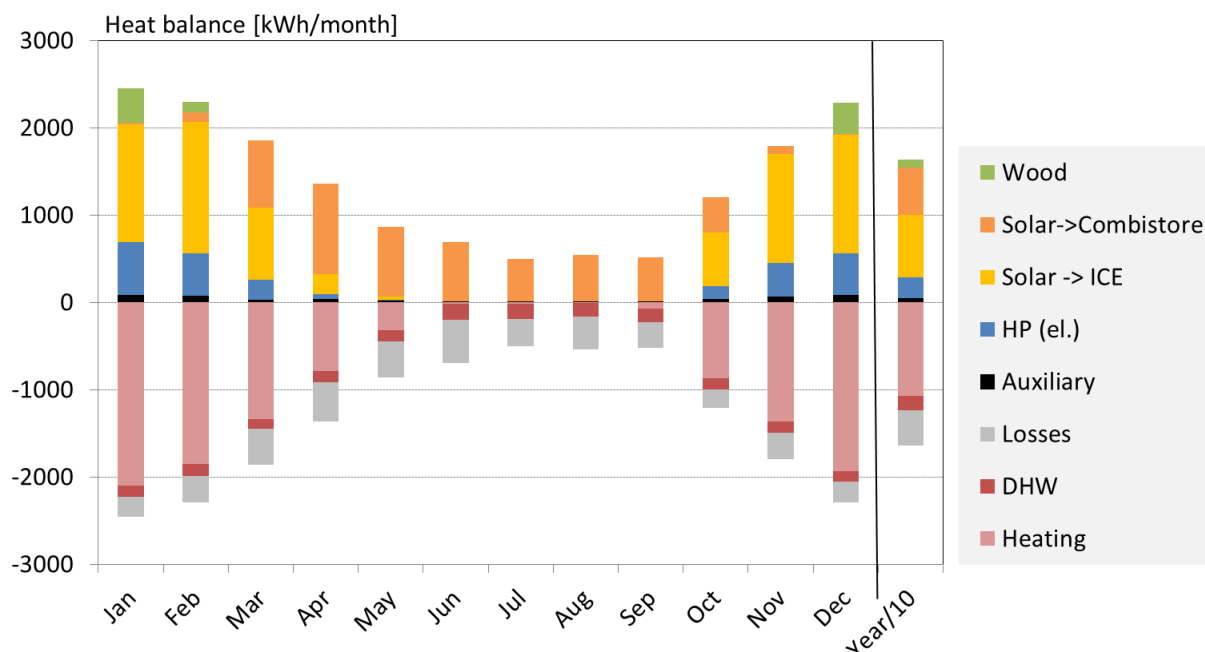


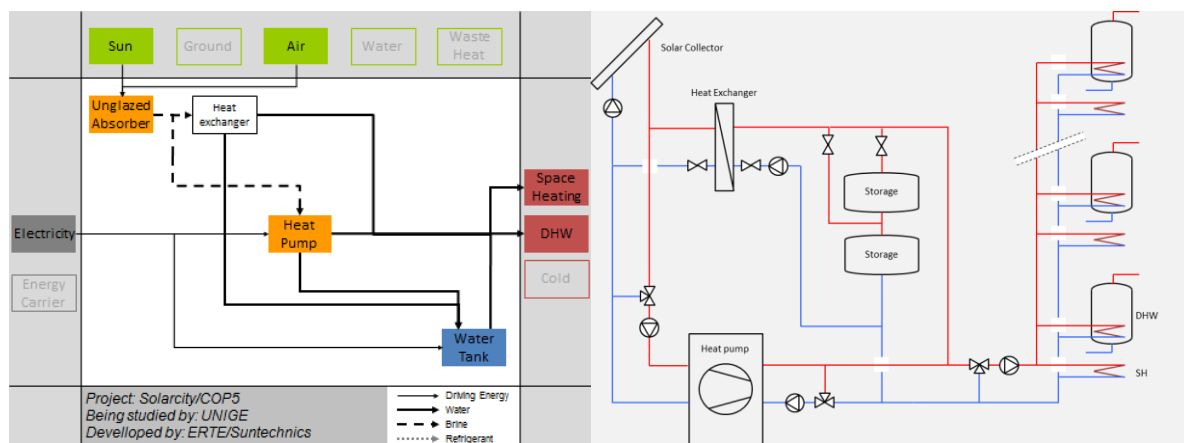
Figure 6.16 - heat balance on monthly and annual basis

6.4.5 Satigny

The system described in this section is implemented in a new housing complex (9552 m²) in Satigny near Geneva, Switzerland. This housing complex is composed of 10 similar blocks of 8 flats each. Each block (app. 950 m²) has its own heating system, designed to produce space heating (floor heating with flow temperatures around 30 °C) and domestic hot water. A detailed energy monitoring was implemented in one of the blocks, and enabled to describe the behaviour of the system, e.g. consumption, control strategy, temperature levels and to evaluate its performance over an entire year.

Each heating system consists of a heat pump directly coupled to 123 m² uncovered solar collectors as its heat source. As seen in the figure below, heat can be delivered to the flats: first directly from the solar collectors, second from the 6000 L storage (if temperature from the solar collectors is too low), third from the heat pump (if temperature in the storage is too low) and fourth by back-up electric heating, placed in the storage, in case of a regular heat pump shutdown (outdoor temperature below -20 °C) or failure.

In summer nights, when cooling is appreciated, heat from the flats can be dissipated via the solar collectors. Another particularity of this system is the hydraulic distribution circuit. The same circuit alternatively delivers space heating and DHW to the flats. Since space heating and DHW cannot be delivered simultaneously, each flat is equipped with a 300 L DHW buffer storage.



Location	Satigny, Geneva	Altitude 500 m
Building (one block)	Minergie label Floor heating 32 habitants	927 m ²
Heat pump	Scroll Compressor with enhanced vapour injection R407C	35 kW _{th} COP = 4.5 @B0/35, EN 14511
Solar collector	Type «AS» from Energie Solaire SA (uncovered)	60 x 2.05 m ² 37° E, 20° slope
Thermal storage	Water buffer DHW	6000 L per block 300 L per flat

Operation of the system on a typical mid-season day is represented in figure 6.17.

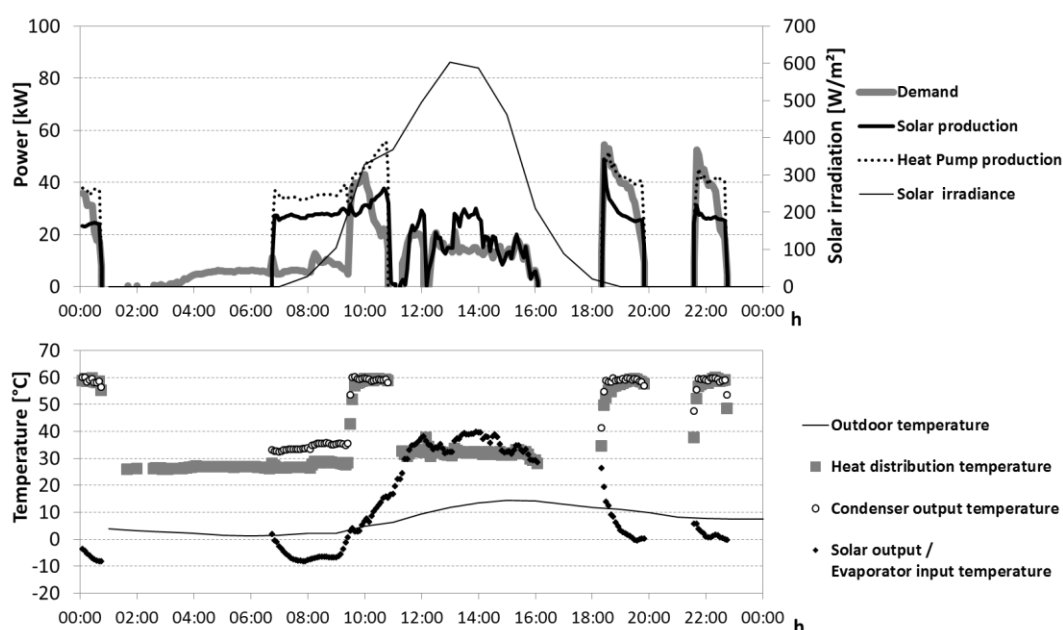


Figure 6.17 - Mid-season day (10th March 2013, 5 minute time step). Top: demand, solar and heat pump power (primary axis) as well as global solar irradiance (secondary axis). Bottom: outdoor, solar output, HP output and distribution temperatures.

The detailed monitoring enabled to fully characterise the energy flows of the studied block over the entire year of 2012 (figure 6.18), with an input-output balance error of less than 3 %.

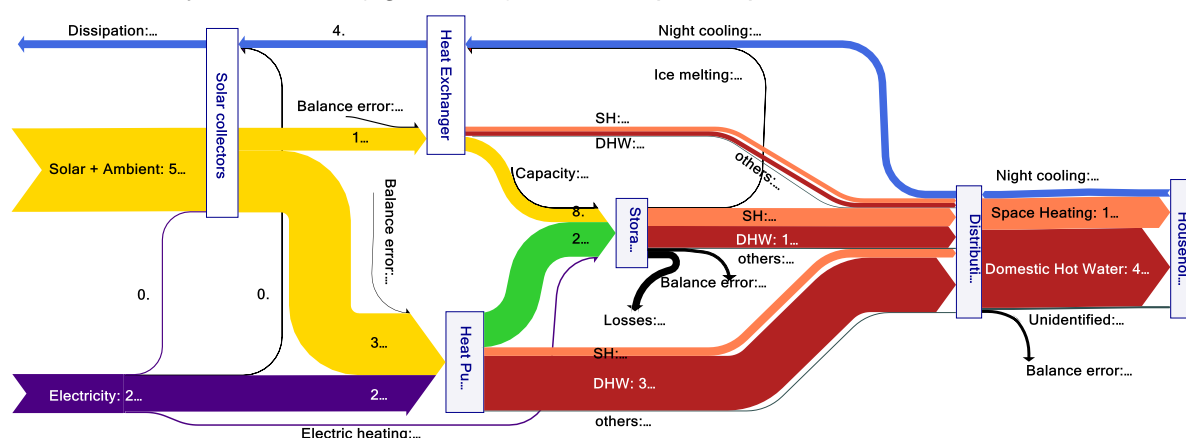


Figure 6.18: - Sankey diagram of the studied block for the year 2012, values in kWh/m²/a

Thanks to the high-performance thermal envelope and to controlled internal temperatures (average of 20 °C) the space heating demand (19 kWh/m²/a) is low as compared to standard values in Switzerland. On the opposite, DHW consumption (48 kWh/m²/a) is higher than usual, which is due to a high occupancy rate (as a matter of fact, the specific user consumption of 1184 kWh/inhabitant/a is only slightly above the average of 1075 kWh/inhabitant/a). All in all, this results in an unusual space heating and DHW ratio of 30 % / 70 %, which is expected to become common in high-efficient multifamily dwellings.

The thermal storage plays an important role in the system, since 37 % of the energy supplied to the flats goes through the storage before use (44 % in summer). The storage heat losses amount to 14 % of the storage input energy.

The renewable heat fraction is 68 % of the total energy input, and the performance factor of the heat pump SPF_{HP} is 2.7. Note that the monthly SPF_{HP} only varies slightly during the year (2.5 to 3), even in summer. Indeed, during this period, the heat pump works only to produce DHW at 60 °C (when direct solar is not enough), i.e. at high condenser temperature. As a result, the overall SPF_{SHP} only amounts to 2.9 (2.5 in winter and 4.4 in summer). As it relates to a low heat demand (57 kWh/m²/a.), the total electricity consumption however remains within an acceptable value of 24 kWh/m².

6.5 Literature references

- [1] Miara, M., Günther, D., Langner, R. and Helmling, S. (2014) The outcomes and lessons learned from the wide-scope monitoring campaign of heat pumps in family dwellings in

OVERVIEW ON SOLAR THERMAL PLUS HEAT PUMP SYSTEMS AND REVIEW OF MONITORING RESULTS

Wolfram Sparber¹, Klaus Vajen², Sebastian Herkel³, Jörn Ruschenburg³, Alexander Thür⁴, Roberto Fedrizzi¹, Matteo D'Antoni¹

¹EURAC Research, Viale Druso, 1, 39100 Bolzano (Italy), Phone (+39) 0471 / 055600,

Fax (+39) 0471 / 055699, wolfram.sparber@eurac.edu

² Kassel University, Institute for Thermal Engineering, 34109 Kassel (Germany)

³ Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems ISE, 79110 Freiburg (Germany)

⁴ AEE Institut for Sustainable Technologies, 8200 Gleisdorf (Austria)

1. Introduction

In recent years several companies started offering Solar thermal And Heat Pump Systems (SAHPS) on the European Market; already in 2009 an overview was given for example by Zörner W. et al (2009). For single family houses the systems are offered as pre defined package (kit) solutions. The systems deliver thermal energy for heating, domestic hot water and eventually as well cooling to the building usually without any further back up burner. The hydraulic schemes of the single systems, especially the degree of integration of the solar thermal and electrical driven heat pump unit vary significantly. The same is true for the used low temperature heat source for the heat pump where ground heat exchangers (horizontal and vertical), ambient air, specific solar collectors, phase change material storages (e.g. ice/water) and exhaust air are implemented.

The objective of combining solar thermal and heat pump units is to enhance the overall share of renewable heat applied, by allowing a high Solar Fraction (SF) and an enhanced Seasonal Performance Factor (SPF) of the heat pump system. This second figure is claimed to be up to SPF ~ 5 in some commercial presentations. The practical experiences with such systems are still limited and the published monitoring results are only in part in line with the mentioned expectations. Within the Task 44/Annex 38 of the International Energy Agency (IEA) Solar Heating and Cooling Program / Heat Pump Program, such systems are analyzed in detail, including simulations, evaluation of monitoring results and development of test procedures.

The target of the present paper is to give an overview on commercially available Solar thermal And Heat Pump Systems (SAHPS) and a review on published monitoring results from realized installations.

2. Overview on commercial Solar thermal and Heat Pump Systems

Since the beginning of the IEA project Task 44/Annex 38 the partners collected information's of commercially available solar thermal and heat pump systems in order to get a possible complete overview of the actual market situation. By June 2011 a list of over 95 different commercially presented systems could be collected. These systems are of very different type including different heat sources. Therefore in order to structure the number of single systems a methodology was needed. Frank E. et al (2010) proposed in their publication a visualization and a notation scheme in order to analyze and classify the different solar thermal and heat pump systems.

The visualization scheme allows in a graphical simplified way to represent such systems. Within the scheme are shown the main components which are applied (e.g. solar collectors or heat pumps) which are represented by squares being placed in the centre of the scheme; the renewable energy sources included (e.g. solar energy or geothermal) which are represented by squares on the top row of the scheme; the additional energy needed (e.g. electricity) which is represented by squares in the left row of the scheme and finally the heat sinks served (e.g. heating and domestic hot water) which are represented by squares in the right row of

the scheme. The energy flows are represented by different kind of arrows connecting the single squares. As the scheme is based on squares it was denominated “square view” of a SAHPS. The square view allows the reader in a short time to get a clear overview on the system components and energy flows. It does not give detailed information’s on hydraulic connections, neither are there included any information’s of sizing of the single components. The structure of the square view is shown in the following Figure 1:

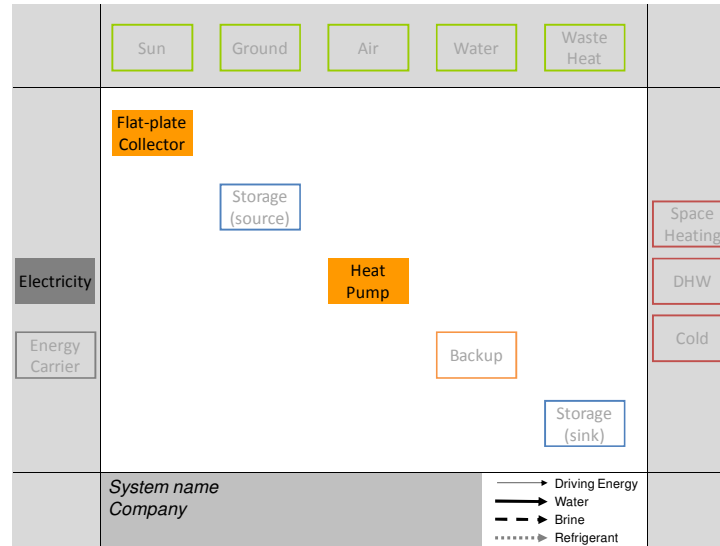


Figure 1: Structure of the “square view” diagram, showing the main components, heat sources, heat sinks and additional energy carriers implemented in a solar thermal and heat pump system.

In order to record as well information’s on the main hydraulic connections, within the list of systems next to a commercial diagram of the system and the square view, as well a unified hydraulic drawing scheme has been elaborated and was collected for each system. In the following Figure 2 the unified hydraulic scheme and the square view of a solar thermal and heat pump system is shown as example.

With the aim of structuring the list some primary properties have been collected allowing a classification of the systems. As explained by the notation scheme presented in Frank E. et al (2010) a subdivision based on the heat source used by the heat pump has been used as one characteristic aspect. In the following examples of systems applying a geothermal heat source, an aerothermal heat source and the solar thermal collector as only heat source will be shown. Examples could be recorded as well of systems using exhaust air of the air ventilation system and water (from e.g. ground, lakes, rivers) as heat source.

Next to a classification based on the heat source applied as well the degree of integration of the solar thermal and the heat pump system have been considered. Following Freeman T.L. et al (1978), Trinkl et al (2004) or Frank E. et al (2010) the subdivision in “parallel” and “serial” will be considered onwards:

- “Parallel” systems are characterized by the fact that the solar thermal collector field and the heat pump are delivering heat in parallel to the heat sinks, sometimes via a central heat storage.
- “Serial” systems are characterized by the fact that the heat delivered by the solar thermal collector is used as low temperature heat source directly or indirectly by the heat pump

It has to be noticed that these two groups are not exclusive, so one system can be of both types. Next to this two groups, in the mentioned publications a third type “regeneration” has been defined, including those systems where the solar thermal heat is used for the regeneration of the source, usually ground. Within the collected list as well the type “integrated” has been applied for the description of systems where solar thermal heat is integrated in several ways in the overall heating system. For simplification reasons in the present paper all these systems are collected under the type of “serial” systems.

In the following figures examples of the single system types are shown. In Figure 2 and Figure 3 solar

thermal and heat pump systems using geothermal heat exchangers are shown. In the first case the interconnection is of “parallel” type only while in the second case of “serial” and “parallel” type.

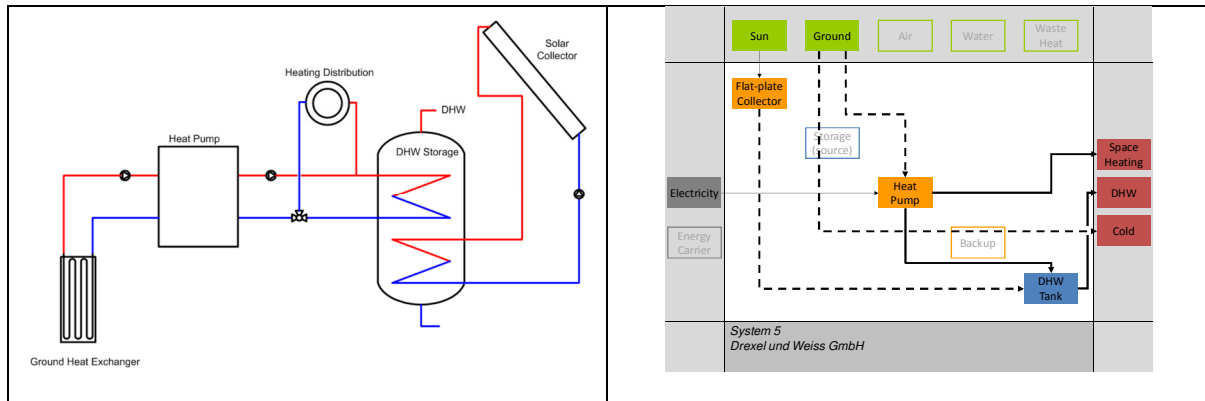


Figure 2: Unified hydraulic scheme (left) and the visualization scheme „square view“ (right) of a solar thermal and heat pump system. The system shown applies a geothermal heat exchanger as additional heat source and the solar thermal system and heat pump system are connected in a “parallel” way only.

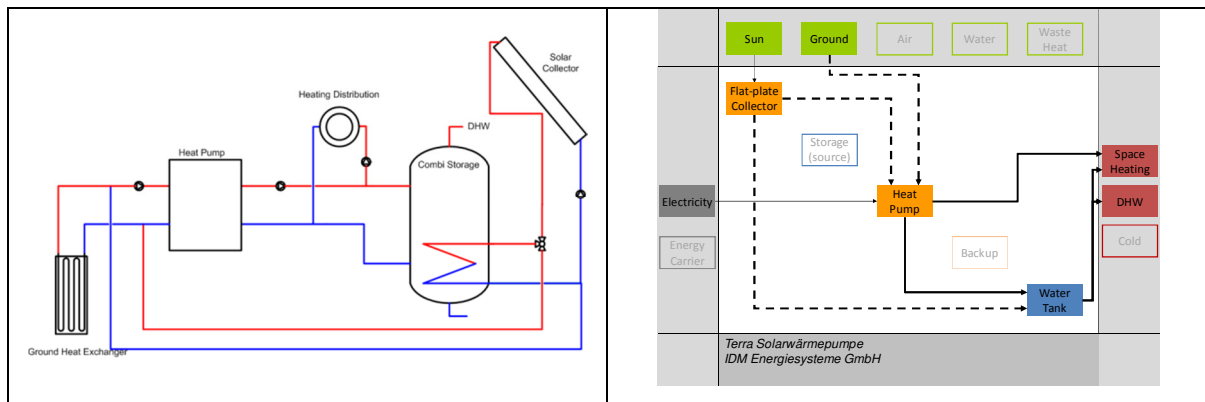


Figure 3: Unified hydraulic scheme (left) and square view (right) of a solar thermal and heat pump system. The system shown applies a geothermal heat exchanger as additional heat source and the two systems are connected in a “serial” and “parallel” way.

In Figure 4 and Figure 5 solar thermal and heat pump systems using aerothermal heat pumps are shown. In the first case the interconnection is of “parallel” type only while in the second case of “serial” and “parallel” type.

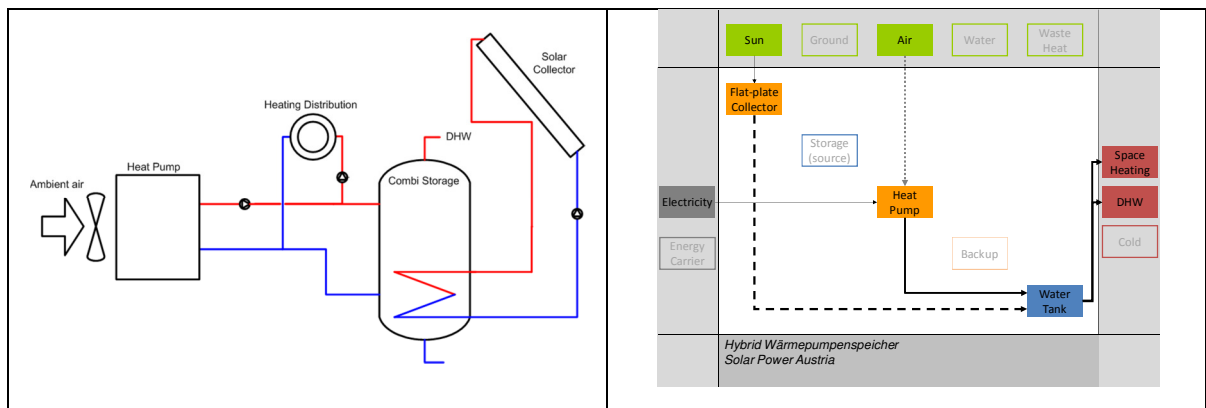


Figure 4: Unified hydraulic scheme (left) and square view (right) of a solar thermal and heat pump system. The system shown applies external air as additional heat source and the two systems are connected in a “parallel” way only.

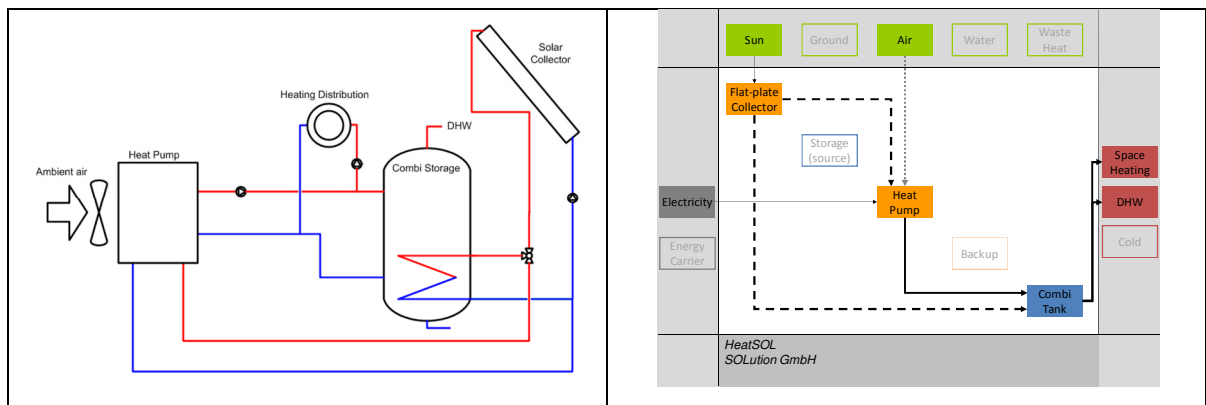


Figure 5: Unified hydraulic scheme (left) and square view (right) of a solar thermal and heat pump system. The system shown applies external air as additional heat source and the two systems are connected in a “serial” and “parallel” way.

The third typology of systems mentioned are those where the solar thermal collector represents the only heat source for the system. In these systems specific collectors have to be used which are able as well to work as efficient heat exchangers with the external air under conditions with no or reduced solar radiation.

In the following Figure 6 an example is shown of a solar thermal and heat pump system applying hybrid solar collectors which are connected to a combi storage for DHW and to a storage including phase change material (in the shown example water / ice) serving as low temperature heat storage. In Figure 7 an example is shown of a system applying unglazed solar collectors. In this case the solar collectors are directly connected to a heat pump.

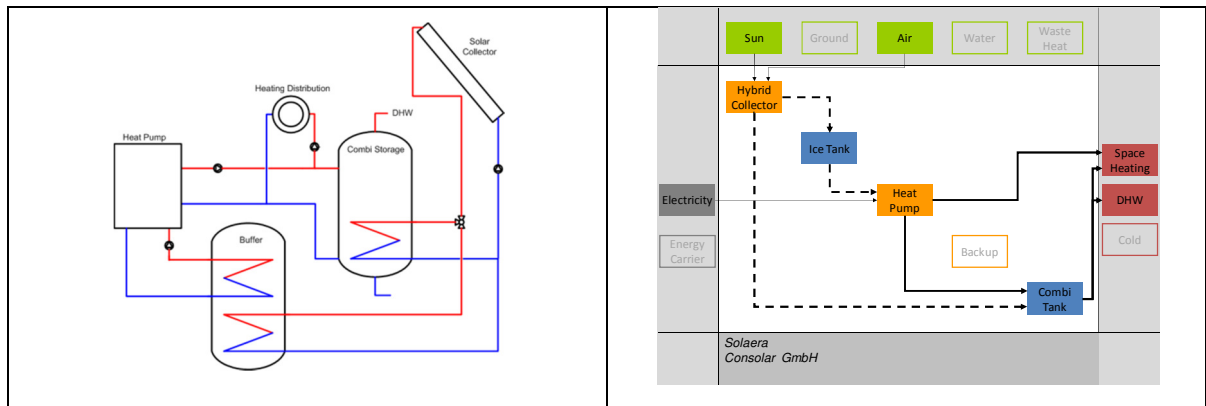


Figure 6: Unified hydraulic scheme (left) and square view (right) of a solar thermal and heat pump system. The system shown applies only the solar thermal collector as heat source. A hybrid collector is used feeding the DHW tank and an ice / water storage.

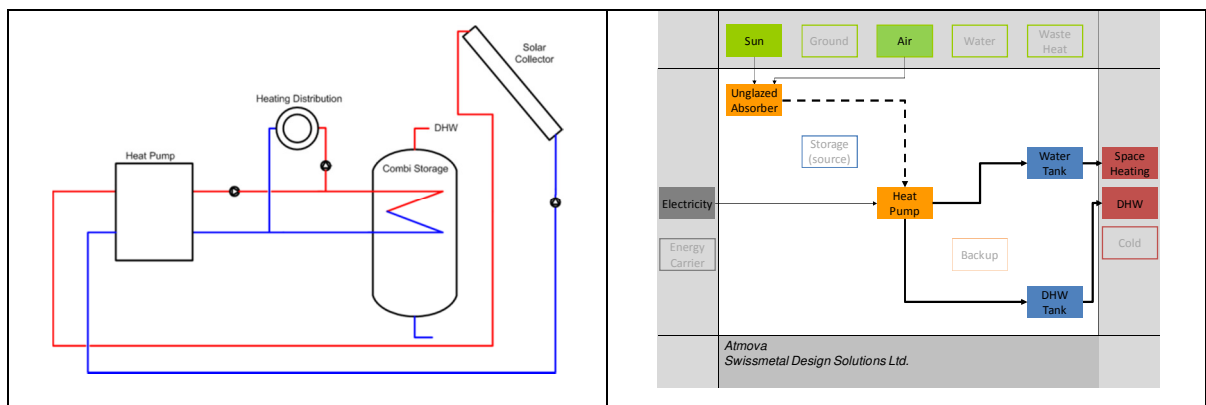


Figure 7: Unified hydraulic scheme (left) and square view (right) of a solar thermal and heat pump system. In the present system an unglazed collector is used serving directly as heat source for the heat pump.

Collecting the different solar thermal and heat pump systems, and classifying them the most typical typologies could be identified.

Out of 80 collected systems, 46 apply only a “parallel” scheme of interconnection between the solar thermal and the heat pump system.

With regard to the heat source applied it could be seen that the systems applying geothermal heat exchangers are the most common typology. In fact out of 80 systems 33 apply a geothermal heat source, 27 an aerothermal heat source and 12 systems use only the solar thermal collector as heat source. Within the rest of the systems water or exhaust air is used as low temperature heat source.

3. System performance evaluation methodology

<i>Nomenclature:</i>		Subscripts:	
Units and Symbols:		EH	Electric Heater
E		CP	Circulation Pump
\dot{E}		cond	condenser
Q		comp	compressor
\dot{Q}		DHW	Domestic Hot Water
		HP	Heat Pump
		HPS	Heat Pump System
		SAHPS	Solar thermal And Heat Pump System
		Sol	Solar
		tot	total
		Vent	Ventilator

The performance evaluation of a Solar thermal And Heat Pump System (SAHPS) can be done on the base of several figures. Possible key figures are Primary Energy Consumption, Final Energy Consumption, Electrical Energy Consumption, CO₂ emissions, Coefficient of Performance (COP) and Seasonal Performance Factors (SPF).

All these figures do depend not only from the SAHPS but are strongly dependent from the boundary conditions. These boundary conditions are in part directly related to the installed system and building, such as climatic zone, thermal energy efficiency of the building, thermal gains within the building or the heat distribution system. In part they are as well connected to the region, nation or macro area where the building is located. This is especially the case if the way of electricity production is considered in order to calculate figures such as the Primary Energy Consumption or CO₂ emissions.

In order to do a direct comparison of Energy Consumption Figures or CO₂ emissions it would therefore be necessary to test the different SAHPS under unified boundary conditions. In order to do so unified test procedures would be necessary, which have not been developed yet. As already mentioned by Zörner W. et al (2009) or Bachmann S. et al (2008) the definition of such test procedures could enable a more transparent system description.

The central performance figure used in the present paper is the Coefficient of Performance (COP) and Seasonal Performance Factor (SPF) of the heat pump, the heat pump system and the solar thermal and heat pump system. This approach has been used as well by Miara M. et al (2010), Stojanovic B. et al (2010) or Ozgener O. et al (2007).

The Coefficient Of Performance is used to describe the performance power ratio of a single heat pump and considers only the heat power delivered by the condenser and the electrical power of the compressor. It is defined as follows:

$$COP_{HP} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{E}_{comp}} \quad (\text{eq. 1})$$

The Seasonal Performance Factor describes the energy performance ratio of a unit in a defined period of time (e.g. one heating season). If the unit is the heat pump there is included the energy consumption of the compressor, but as well the stand by energy consumption or the energy consumption of an eventually installed electric back up heater. While the thermal energy produced by the condenser and as well the electric heater are considered. The SPF heat pump is defined as follows:

$$SPF_{HP} = \frac{\Sigma(Q_{HPtot} + Q_{EHtot})}{\Sigma(E_{HPtot} + E_{EH})} \quad (\text{eq. 2})$$

If the unit is enlarged not only the heat pump but as well the heat pump system is considered. In this case the electricity consumption of the pumps (for the geothermal heat exchanger or to the outdoor unit) and of the ventilators (in case of aerothermal systems) are included. The SPF heat pump system is defined as:

$$SPF_{HPS} = \frac{\Sigma(Q_{HPtot} + Q_{EHtot})}{\Sigma(E_{HPtot} + E_{CPHeatSource} + E_{Vent} + E_{EH})} \quad (\text{eq. 3})$$

If the unit is further enlarged the whole solar thermal and heat pump system is considered. In this case the electricity consumption of the circulation pumps as well to the solar thermal collector field or between buffer storages is included; on the thermal side as well the thermal gains of the solar collector field are considered. The SPF solar thermal and heat pump system is defined as:

$$SPF_{SAHPS} = \frac{\Sigma(Q_{HPtot} + Q_{EHtot} + Q_{Soltot})}{\Sigma(E_{HPtot} + E_{CPHeatSource} + E_{Vent} + E_{EH} + E_{CPSol})} \quad (\text{eq. 4})$$

The cited definitions are of general kind and intend to explain the concept of the performance figures shown in the following chapter. As the single SAHPS show very different hydraulic schemes as well the performance figures vary slightly in their definition in the single publications. In the explanations' of the single systems the authors mention eventual variations.

4. Review of published monitoring results of installed systems

In the following chapter an overview will be given on published monitoring results of solar thermal and heat pump systems.

Heat pumps as energy units satisfying the heating demand, the domestic hot water demand and / or the cooling demand of buildings are becoming increasingly popular in Europe. Forsén M. and Nowak T. (2010) report within the Annual Outlook 2010 of the European Heat Pump Association an increase of sold units in 9 European countries from 250.000 units in 2005 to over 520.000 units in 2009, with a sales peak of over 580.000 units in 2008.

The combination of heat pumps with solar thermal systems lead to an increase of cost, size and complexity of the system assuring comfortable indoor conditions and the provision of domestic hot water. On the other hand such systems should lead to enhanced Seasonal Performance Factors of the overall system and to a reduction of the electrical energy consumption.

In the following as starting point for this review and as reference for the Solar thermal And Heat Pump Systems (SAHPS) some results of a large scale monitoring campaign carried out by Fraunhofer ISE in Germany are presented. Miara M. et al (2010) evaluated about 112 heat pump systems installed in Germany and monitored them within the time frame from July 2007 to June 2010. The measurement campaign includes results of 18 aerothermal heat pump systems and 56 geothermal heat pump systems. Within this second category 41 systems apply vertical boreholes while within 15 systems horizontal geothermal collectors are applied.

The measured ground source heat pump systems showed an average Seasonal Performance Factor of the heat pump system (SPF_{HPS}) of 3.9 (including results in the range from 3.1 to 5.1) while the aerothermal heat pumps showed an average SPF_{HPS} of 2.9 (including results in the range from 2.3 to 3.4).

The systems provided in this time frame thermal energy in order to satisfy the heating demand (responsible in average for 82% of the provided energy) and domestic hot water demand (responsible in average for 18% of the provided energy).

Included in this report are as well measurement results of heat pump systems assisted by solar thermal. The monitoring results of 2 solar thermal and geothermal heat pump systems and 4 solar thermal and aerothermal heat pump systems are shown.

The measured seasonal performance factor of the whole system including the electrical energy consumption and thermal energy gain of the solar thermal system (SPF_{SAHPS}) is between 4.9 and 6 for the geothermal heat pump systems and between 2.8 and 3.4 for the aerothermal heat pump systems. Detailed comments and explanations to these results can be found in the report.

V. Trillat-Berdal et al (2006) (2007) describe in their studies an installation coupling a solar thermal system and a heat pump connected with two vertical boreholes in order to cover heating and DHW demand of a new single family building in the Savoy region in Southern France. The installation was carried out within the project GEOSOL and monitoring results of the first year of operation are described.

The building has a surface of 180 m² and the envelope shows a heat transfer coefficient of $U = 0,63 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, 154 m² of radiant floors were implemented in order to keep a set temperature of 19°C during the heating

season, the heat pump has a thermal output power of 15.8 kW and is connected to two bore holes of 90m depth each, the solar thermal collector field has a size of 12 m² and consists of flat plate collectors, the collector field is connected to a DHW tank with 500 l volume which is equipped with an electric heater. There is no connection between the geothermal heat pump and the DHW tank. With regard to the classification shown in the first chapter, the present system can be described as geothermal system of serial and parallel type.

The system is implemented in such a way that the solar collector field heats up as first priority the domestic hot water tank. If DHW temperature setting is reached but further thermal energy is available from the collector field, this energy is injected in the boreholes contributing to the thermal balance of the ground.

Within the study the monitoring results of the winter season 2004 / 2005 are presented. Within this time frame the system satisfies the thermal need of the building leading to an SPF_{HP} of 3.75 and an SPF_{HPS} of 3.2. In the present case the SPF_{HPS} does not include the provision of domestic hot water, therefore as well the electrical energy consumption of the electric heater is not included. The solar gains through the solar thermal collector field are considered in an indirect way. In fact the solar thermal energy not requested for domestic hot water is injected in the boreholes. This energy flux amounted within the measured time frame for 2121 kWh (34% of the heat extracted from the boreholes), allowing to balance the ground load after the summer season.

B. Stojanovic and J. Akander (2010) give in their study an overview of the monitoring results of an experimental SAHPS set up in a test building in Sandviken (Sweden) within the European Project “EndoHousing”. Within this project research installations were set up in Italy, Cyprus, Germany and Sweden. The test building in Sweden is a single family house from 1920 with limited thermal insulation and a high temperature heating distribution system (radiators). The roof is oriented east / west.

The building has been equipped within the project with a commercial heat pump (thermal output 8.4 kW), a ground heat exchanger (~52 m² ground heat exchanger area, placed horizontally at a depth of 1.5 m in the ground) used as well as seasonal heat storage and 42.5 m² prototype solar collector placed on the east slope of the building. The roof integrated unglazed solar thermal collector (named Endopanel) consists of extruded aluminum profiles with welded in / outlet pipes underneath. With regard to the classification shown in the first chapter, the present system can be described as geothermal system of serial type. As the building was not used during testing phase the consumption (heating and domestic hot water) were emulated. DHW was drained twice a day to resemble a daily energy consumption of ~14 kWh, while the system had to provide the necessary thermal energy to keep an indoor temperature of above +20°C. Within the study monitoring results of a period from February 2006 till February 2008 are reported; the evaluation focuses on the second year.

The monitored performance figures for this period are $SPF_{HP}=2.8$ and $SPF_{SAHPS}=2.1$, where the difference between the two figures are mainly explained through the electric energy consumption of the circulation pumps (CPs). A further feature of this installation is the utilization of the ground as seasonal energy storage. It is reported that the applied Ground Heat Exchanger (GHE) design “was not capable of extensive seasonal heat storage”. Considering the unfavorable framework conditions the authors assess this first results positive and propose several measures in order to enhance the SPF_{SAHPS} .

M. Heppelmann et al (2006) report about the set up and run in of the German EndoHousing test site. The test site has been installed in the city of Soest in Germany. An office building constructed in the year 1999 has been used, where for the project the heating of the office and workers room has been applied. On the roof facing west a 15 m² unglazed collector has been installed of similar type as applied in the EndoHousing project in Sweden (see above). A heat pump with a thermal output of 6 kW is applied in order to supply heating and DHW and a electric heater is installed as back up. Two thermal storages were implemented, a cold storage with a volume of 160 l filled with glycol and a hot storage filled with water respectively before and after the heat pump. The space heating has been realized by warm air convectors except of one room where a radiant floor heating system is used. In this system no ground heat exchanger has been implemented. With regard to the classification shown in the first chapter, the present system applies solar thermal collectors as only heat source connected to two storages.

In the study only monitoring data of a few month are reported. Within the period of March 2006 the measured COP_{HP} varied between 3.2 and 6.7. The authors report of major problems of the system in cold day's. In fact in February 2006 when outside temperature dropped below -5°C the, the temperature in the cold water tank dropped below -8°C leading to a safety switch off of the heat pump for a period of time of 3000 s. In order to avoid this switching the authors propose an improved control strategy loading the two storages during day time in order to avoid such situations.

Wang X. et al (2010) present in their study the monitoring results of a one year measurement campaign of an installed solar thermal and heat pump system including vertical boreholes in Harbin (China). Harbin is located in a cold climatic area, in the measured winter 2008 / 2009 the average outdoor temperature was -7.6°C .

The experimental set up was installed in a new detached house with three stories. The total heating area is of 500 m^2 , the external walls and roof were externally insulated with 150 mm polystyrene insulation boards while 30 mm boards of the same material were laid on the ground. The building is equipped with a radiant floor for heating and cooling purpose. The SAHPS is composed by a 50 m^2 solar thermal collector field applying “independently developed high efficiency flat plate collectors”. The collectors are south oriented and mounted with a tilted angle of 60° . The ground heat exchanger consists of 12 boreholes, which are 50 m deep each and arranged in three rows with a minimum distance of 3.4 m between the single bore holes. The applied heat pump had a rated electrical input power of 3.7 kW .

The hydraulic scheme is of such type that the solar thermal energy can be used for direct heating, for regeneration of the boreholes and can be connected to the evaporator of the heat pump. With regard to the classification shown in the first chapter, the present system can be described as geothermal system of serial and parallel type. The experimental set up has been used for heating and cooling but not for the provision of DHW. In fact during the measurement period of April 2008 to April 2009 the building was not used, the indoor temperature was set to be at least 18°C , no internal loads were emulated.

The set temperature was mostly reached, only in the coldest day's with average outdoor temperature of -18.1°C the average indoor temperature was with 16.5°C , slightly below the set value. For the heating season a $\text{SPF}_{\text{HP}} = 4.29$ has been measured, while the $\text{SPF}_{\text{SAHPS}}$ was in the same timeframe 6.55 ; This is due the fact that 49.7% of the total heating output was supplied directly by the solar thermal collector field. In the measured year the soil temperature at 50 m rose from 4.2°C to 7.2°C in the period from April to October, it decreased again to 4°C in January of the following year and from then it rose to around 6°C in April. These temperature were measured in an observation well, placed with 2.5 m distance from one row of the boreholes.

Ochs F. et (2011) report in their study monitoring and simulation results of a SAHPS applied in order to satisfy the heating and domestic hot water demand of a thermally very energy efficient (passive house) two family building in Austria. The building has a calculated heating demand of $15\text{ kWh/m}^2\text{y}$ and includes a mechanical ventilation. The heat is distributed via radiant floors, on the roof are placed 10.2 m^2 of glazed flat plate collectors. A heat pump with a rated electrical input power of 4.8 kW and an electric direct back up heater (for DHW only) is installed. Key component of the system is the ground heat exchanger placed horizontal below the building. In order to save cost and enhance the construction is has actually been included in the base construction, which is mainly set up of the ground heat exchanger, isolation layer and concrete layer.

The hydraulic scheme is of such type that the solar thermal energy can be used for direct heating of the central storage and for regeneration of the borehole. With regard to the classification shown in the first chapter, the present system can be described as geothermal system of parallel and serial type.

The measurement results show an actual heating demand of $23\text{ kWh/m}^2\text{y}$ within the year 2009 / 2010 and an energy demand for the DHW of a similar order of magnitude. The overall electricity demand for the ventilation, heating and DHW system is given with $16.7\text{ kWh/m}^2\text{y}$. The specific solar yield of the solar thermal collector field was $485\text{ kWh/m}^2\text{y}$, while the SPF_{HP} is reported with 3.1 . This limited SPF_{HP} is commented with not optimally suited single components and the low ground temperatures, in fact the ground below the building even after the summer month did not reach temperatures above 22°C , similar temperatures have been measured as well in the undisturbed ground next to the building in the same time period. The seasonal storage effect is therefore regarded by the authors as very limited and actually the system is described as geothermal system with solar ground regeneration. The primary energy consumption of the system is given with $44\text{ kWh/m}^2\text{y}$ and through the carried out simulations and optimization potential down to $32\text{ kWh/m}^2\text{y}$ is estimated. This value is regarded as interesting low value but the system as quite complex with a significant risk of failures / not optimized control situations. It is highlighted that such low values are only possible if a very energy efficient building envelope is applied.

Thissen B. (2011) reports about a test installation in Switzerland where the monitoring started in March 2010. Within this test installation unglazed solar thermal collectors have been coupled to a commercial solar thermal and heat pump system which uses only solar thermal collectors as heat source and includes a latent (ice / water) storage. This system is commercially offered with glazed hybrid collectors. The test installation has been done in an energetically renovated single family house with a ground gross surface of 230 m^2 . The overall measured heating demand is given with 11 MWh/year and the DHW demand with 1.5 MWh/year . A radiant wall heating system is applied for the heat distribution and 30 m^2 of the mentioned unglazed

collectors where installed on a roof facing east + 10°, with a tilted angle of 22°. With regard to the classification shown in the first chapter, the present system applies solar thermal collectors as only heat source connected to two storages.

Within the period of 18th March 2010 and 23rd February 2011 the installed system showed an SPF_{SAHP} of 4.3. In the timeframe from May to October the heating and DHW demand could be covered completely by the solar thermal system and the heat pump did not switch on. In single days during the winter time, it can clearly be seen that the collector works as well as heat exchangers with collector fluid temperatures being significantly below outside air temperature. For example in the night of the 13th March 2010 the outside air temperature was -4°C while the collector fluid temperature was below -12°C.

Bertram E. et al (2011) report on a pilot installation realized on a single family house near Frankfurt (Germany). The system consists of 39 m² unglazed solar thermal photovoltaic collectors, 3 vertical ground heat exchangers with a depth of 75 m and a heat pump with a rated input power of 12 kW. The application of solar thermal photovoltaic collectors (PVT) is expected to have a benefit for thermal energy production by enhancing the source temperature of the heat pump and for the electrical energy production by reducing the temperature of the PV modules. In order to measure this second effect at the pilot installation not thermally connected reference PV modules have been installed. The hydraulic scheme seems of such type that the solar thermal energy can be used for regeneration of the boreholes. With regard to the classification shown in the first chapter, the present system can be described as geothermal system of serial type.

Within the measured period from March 2009 till April 2010 an enhanced electrical energy production of the PVT collector by 4% in comparison to the reference PV module has been measured. The SPF_{HPS} is given with 4.3 while the SPF_{SAHPS} is given with 4.0, the average brine temperature from the ground heat exchanger is given with 5.7°C.

A TRNSYS model has been realized by the authors in order to research the effect of the PVT collector on the average brine temperature, using the measured data of the installed system. According to the given explanations the average brine temperature is expected to be 2.3 °C, if no PVT collector would have been coupled to the geothermal heat pump systems; this difference results according to the authors in an electrical energy saving of 10%. Further details as well to the simulated long term behavior are given in the publication.

5. Conclusions

The target of the present paper was to give an overview on commercially available Solar thermal And Heat Pump Systems (SAHPS) and a review on published monitoring results from realized installations.

Regarding the market overview within the IEA SHC Task44 / HPP Annex 38 a list of 95 commercially presented SAHPS could be collected. These systems were collected including the elaboration of the “square view” diagram and of a unified hydraulic scheme of each system. Within these systems different additional thermal energy sources are used (geothermal, aerothermal, ...) and they vary strongly regarding the degree of integration of the solar thermal and the heat pump system. Not to all systems detailed information's were available to the authors. Out of 80 collected systems, 46 SAHPS apply a “parallel” scheme of interconnection between the solar thermal and heat pump system. Again out of 80 systems 33 apply a geothermal heat source, 27 an aerothermal heat source and 12 systems use only the solar thermal collector as heat source. Within the rest of the systems water or exhaust air is used as low temperature heat source.

Regarding the practical experiences a field test monitoring of installed heat pump systems in Germany served as reference. Within this field test geothermal heat pump systems showed an average SPF_{HPS} of 3.9, while aerothermal heat pump systems showed an average SPF_{HPS} of 2.9. In the presented review monitoring results of 6 commercially and 7 experimentally installed solar thermal and heat pump systems could be cited. For solar thermal and geothermal heat pump systems the installations showed SPF_{SAHPS} in the range from 2.1 to 6.55. For solar thermal and aerothermal heat pump systems (including those systems where the solar collector is applied as well as heat exchanger with external air and represents the only heat source) the SPF_{SAHPS} were in the range from 2.8 to 4.3.

In most cases the installations of which detailed monitoring results have been published are individual installation's realized within scientific projects. Therefore a direct comparison between the commercially on the market presented systems and the available monitoring results are not possible. Nevertheless the cited

results show that an enhancement of the SPF factor of the SAHPS is not always given in comparison to heat pump systems without a solar thermal system. In fact complex hydraulic schemes, not optimized hardware components and limited control strategies can strongly limit the overall systems performance. On the other hand, specific systems do show promising performance figures.

Further simulations, monitoring results of installed systems and specific test procedures for solar thermal and heat pump systems can support the clarification of which systems can show high performance figures under specific framework conditions.

6. Acknowledgments

The authors would like to thank to all IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 partners for their collaboration and contributions to the task.

The authors from EURAC research would like to kindly thank the STIFTUNG SÜDTIROLER SPARKASSE for the financial support.

7. References

- Bachmann S., Drück H., Müller-Steinhagen H., 2008. Solarthermie und Wärmepumpe – Vorstellung verschiedener Konzepte für Solar Kombianlagen, Proceedings of the Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein / Germany.
- Bertram E., Stegamann M., Kundmüller K., Rosinski Ch., 2011. Wärmepumpensysteme mit unabgedeckten photovoltaisch-thermischen Kollektoren, Proceedings of the Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein / Germany.
- Forsen M., Nowak T., 2010. European Heat Pump Statistics, [Online, cited: July 17th, 2011] http://www.ehpa.org/fileadmin/red/Heat_Pump_Statistics/2010_EHPA_Outlook_executive_summary.pdf
- Frank E., Haller M., Herkel S., Ruschenburg J., 2010. “Systematic classification of combined Solar Thermal and Heat Pump systems”, EUROSUN International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, Graz / Austria.
- Freeman T.L., Mitchell J.W., Audit T.E., 1978. Performance of combined Solar Heat Pump Systems, Solar Energy 22, 125 – 135.
- Heppelmann M., Bitzer B., Morton D., Virk G. S., 2006. Run In and Usage of a Solar Assisted Heat Pump System, International Conference on Energy & Environmental Systems IASME / WSEAS, Greece.
- Miara M., Danny G., Kramer T., Oltersdorf T., Wapler J., 2010. Wärmepumpen Effizienz – Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb, [Online, cited: July 16th, 2011] http://wp-effizienz.ise.fraunhofer.de/download/wp_effizienz_endbericht_langfassung.pdf.
- Ochs F., Peper S., Schnieders J., Pfluger R., Feist W., 2011. Neues Solar-Wärmepumpenkonzept-Konzept für die Wärmeversorgung von Passivhäusern – Beurteilung der Effizienz durch Monitoring und Simulation, Proceedings of the Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein / Germany.
- Ozgener o., Hepbasli A., 2007. A review on energy and exergy analysis of solar assisted heat pump systems”, Renewable and Sustainable Energy Reviews 30, 482 – 496.
- Stojanovic B., Akander J., 2010. Build up and long term performance test of a full-scale solar assisted heat pump system for residential heating in Nordic climate conditions. Applied Thermal Engineering 11, 188 – 195.
- Thissen B., (2010). Kopplung von unverglasten selektiven Solarkollektoren mit einer Wärmepumpe und einem Latentwärmespeicher, Proceedings of the Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein / Germany.
- Trillat-Berdal V., Souyri B., Fraisse G., 2006. Experimental study of a ground coupled heat pump combined with thermal solar collectors, Energy and Buildings 38, 1477-1484.
- Trillat-Berdal V., Souyri B., Achard G., 2007. Coupling of geothermal heat pumps with thermal solar collectors, Applied Thermal Engineering 27, 1750 – 175.
- Trinkl C. Zörner W., Hanby V., 2004. A Review on Solar Assisted Heat Pump Systems for Domestic Heating. Proceedings of EuroSun Conference, Freiburg / Germany.
- Wang X., Zheng M., Wenyong Z., Zhang S., Yang T., 2010. Experimental study of a solar-assisted ground-

coupled heat pump system with solar seasonal thermal storage in severe cold areas. *Energy and Buildings* 42, 2104-2110.

Zörner W., Holger M., Trinkl C., 2009. Domestic solar / heat pump heating systems: Market overview, systems and components technologies, Proceedings of ESTEC Conference, Munich / Germany.

IWT-TETRA 110183: Zongekoppelde Warmtepompsystemen ZON-WARM

Eindverslag Werkpakket 3: Analyse en evaluatie van bestaande systeemconfiguraties

- WP3T1: Selectietabel systeemconfiguraties
- WP3T2: Selectie haalbare systeemconfiguraties

Auteurs:

Leen Goovaerts
Dries Van Aken
Jan Verheyen
John Veeken

Redactie:

Maarten Sourbron

© Copyright KU Leuven

Zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van zowel de auteur(s) als de redacteur(s) is overnemen, kopiëren, gebruiken of realiseren van deze uitgave of gedeelten ervan verboden. Voor aanvragen tot of informatie i.v.m. het overnemen en/of gebruik en/of realisatie van gedeelten uit deze publicatie, wend u tot KU Leuven Campus De Nayer, Jan De Nayerlaan 5, B-2860 Sint-Katelijne-Waver, +32 15 31 69 44 of via e-mail iiw.thomasmore.denayer@kuleuven.be. Voorafgaande schriftelijke toestemming van de redacteur(s) is eveneens vereist voor het aanwenden van de in dit rapport beschreven (originele) methoden, producten, schakelingen en programma's voor industrieel of commercieel nut

Inhoudstafel

1	Taakbeschrijving (uit projectaanvraag)	3
1.1	Taak 1 (WP3T1): Selectietabel systeemconfiguraties	3
1.2	Taak 2 (WP3T2): Selectie haalbare systeemconfiguraties	3
2	Overzichtstabel met systeemconfiguraties	4
2.1	Inleiding	4
2.2	Verschillende warmtebronnen werken samen	5
2.2.1	Warmtevragers	5
2.2.2	Warmteaanbieders	5
2.3	De prestatiefactor	6
2.4	Energie bufferen?	6
2.4.1	Noodzaak van warmteopslag	6
2.4.2	Warmteverlies door warmteopslag	6
2.4.3	Aandacht voor hydraulische aansluitingen	7
2.5	Regeneratie van de bodem	7
2.6	Verschillende werkingsmodi	7
3	Basisconfiguraties gecombineerde warmtepomp-zonnecollector-installaties	9
3.1	Overzicht commercieel aangeboden zonwarmtepompinstallaties	9
3.2	Systeemconcepten uit IEA-SHC task44/HPP annex 38	11
3.2.1	“One beside the other”	11
3.2.2	“Active regeneration”	12
3.2.3	“Big buffer storage”	12
3.2.4	“Maximal integration”	12
3.2.5	“Unglazed collector”	13
3.2.6	“Solar heating system”	13
3.2.7	“Ambient air heat pump”	13
4	Bijlage	14

1 Taakbeschrijving (uit projectaanvraag)

Architecten, installateurs, gebruikers,... moeten op een snelle en eenvoudige manier een overzicht kunnen krijgen van de mogelijke systeemconfiguratie(s) die toepasbaar zijn in hun situatie (geografisch, economisch,...). Dit werkpakket heeft als doel een tool te ontwikkelen waarmee deze selectie op eenvoudige manier kan gebeuren. Eveneens is er tijdens de loop van het project een basisconfiguratie vereist, welke gebruikt wordt tijdens simulatie en labometingen. Deze basisconfiguratie wordt bekomen uit de selectietool.

1.1 Taak 1 (WP3T1): Selectietabel systeemconfiguraties

Type : onderzoeksactiviteit

Deze taak bouwt voort op WP2T1 waarin het basisoverzicht van bestaande technieken/configuraties/... gegeven wordt. Een overzichtstabel wordt opgemaakt met waarderingen voor de parameters omtrent comfort, ecologie, economie en duurzaamheid zodat op basis van deze overzichtstabel in de volgende taak een keuze kan gemaakt worden over welke techniek men in welke situatie het best kan toepassen. Het project focust zich niet op de gebouwen, maar vertrekt vanuit een tabel met systeemconcepten. Deze systeemconcepten worden verder onderzocht naar toepasbaarheid, CO₂-emissiereductie, energiebesparing, prestatie-evaluatie, ...

Resultaat: uitgebreide overzichtstabel met systeemconcepten

1.2 Taak 2 (WP3T2): Selectie haalbare systeemconfiguraties

Type : onderzoeksactiviteit

Aan de parameters omtrent comfort, economie, ecologie en duurzaamheid worden gewichtsfactoren toegekend. Al dan niet aanpasbaar voor bepaalde situaties: geografisch (afhankelijk van de regio in Vlaanderen), eisen in verband met kosten en duurzaamheid waaraan voldaan moet zijn,... zodat op basis van de overzichtstabel een snelle en gefundeerde selectie kan gemaakt worden over de “geschikte” configuratie. Deze overzichtstabel leidt tot een “selectie-tool” waarbij gebruikers op een eenvoudige manier een overzicht krijgt van welke configuratie(s) best geschikt is (zijn). Op basis van deze “tool” wordt eveneens een systeemconfiguratie bepaald, welke algemeen toepasbaar is in Vlaanderen. Deze systeemconfiguratie zal verder gebruikt worden voor de labometingen, parameteranalyse... .

Resultaat:

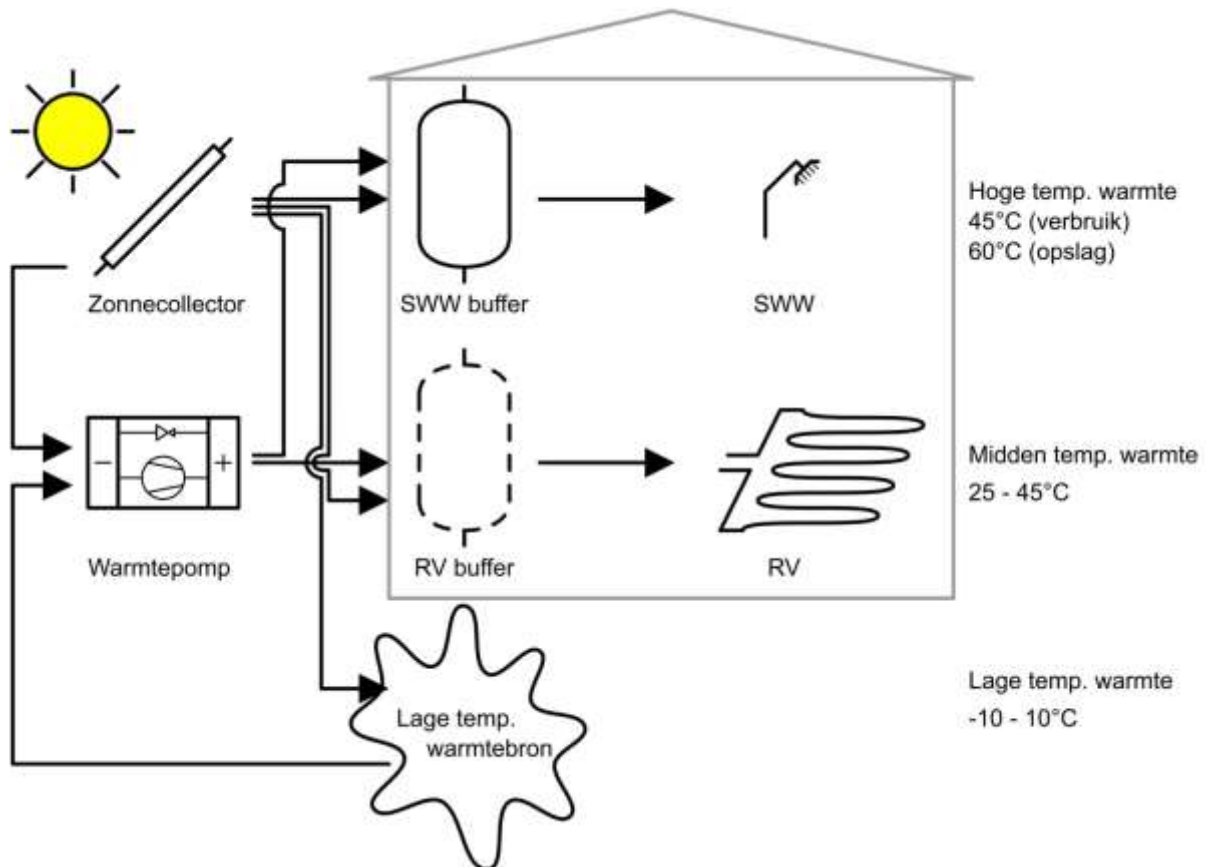
- selectietool “systeemconfiguraties”
- basisconfiguratie koppeling warmtepomp/zonthermie

NOTA: de selectietool wordt gepresenteerd in Werkpakket 6, Taak 2

2 Overzichtstabel met systeemconfiguraties

2.1 Inleiding

Globaal kan een zonwarmtepomp voorgesteld worden als een installatie met twee warmtebronnen en twee warmtevragers.



Figuur 1: Basisschema van een zonwarmtepomp-installatie. De 'warmte-aanbieders' thermische zonnecollectoren en warmtepomp leveren warmte op twee temperatuurniveaus aan de 'warmte-vragers' Sanitair Warm Water en RuimteVerwarming.

2.2 Verschillende warmtebronnen werken samen

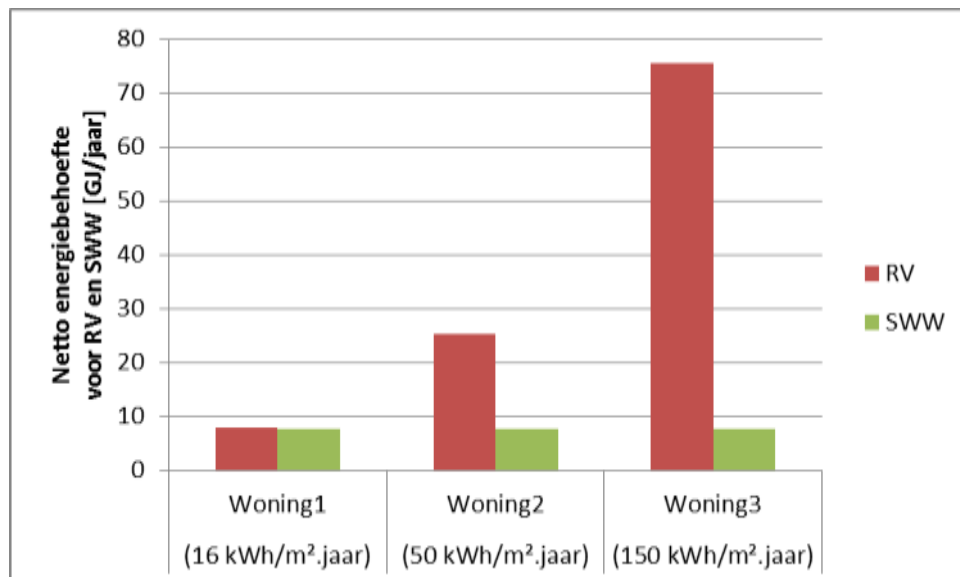
Om de installatie te ontwerpen moeten eerst de eigenschappen van de warmtevraag en van de warmteproductie gekend zijn.

2.2.1 Warmtevragers

De gevraagde hoeveelheid warmte moet

1. in de juiste hoeveelheid,
2. op de juiste temperatuur en
3. op het juiste moment geleverd worden door de installatie.

Voor Sanitair Warm Water (SWW) is door het gepiekte verbruik een hoog vermogen nodig en een relatief hoge temperatuur van 45-60°C. Verwarming kent doorheen de dag een constantere warmtevraag op een lagere temperatuur van 25-45°C. Door de betere woningisolatie daalt bovendien de jaarlijkse benodigde hoeveelheid warmte, terwijl de vraag naar SWW constant blijft (Figuur 2).



Figuur 2: Netto energiebehoefte voor RV en SWW voor drie referentiewoningen uit het ZonWarm-project

2.2.2 Warmteaanbieders

De thermische zonnecollectoren (TZC) of de warmtepomp (WP) produceren de benodigde warmte. Zij gebruiken als energiebron respectievelijk de zon en een warmtebron op lage temperatuur zoals typisch de bodem of de buitenlucht. In tegenstelling tot een ketel met fossiele brandstoffen (...weliswaar gekeken vanuit het standpunt van de installatie...) is

1. de bruikbare hoeveelheid energie beperkt,
2. hebben deze energiebronnen geen onbeperkt vermogen, en
3. is deze energie, in het geval van de zon, niet op elk moment beschikbaar. Dit bemoeilijkt het ontwerp en de regeling van de installatie sterk.

2.3 De prestatiefactor

Bij voorkeur moet de installatie de thermische zonnecollectoren gebruiken en als hun energie onvoldoende is in hoeveelheid of temperatuur, kan de warmtepomp bijspringen. De prestatiefactor¹, die de verhouding geeft tussen de geleverde warmte en de hoeveelheid elektriciteit die nodig is om de installatie te laten draaien, bepaalt deze volgorde. De TZC hebben een prestatiefactor die kan oplopen tot 160 of meer. Dit wil zeggen dat voor 1 kWh elektrisch pompverbruik, 160 kWh warmte wordt geleverd. De metingen van een reële installatie in het project bevestigen dat dit mogelijk is, alhoewel ook prestatiefactoren van 50 of zelfs maar 7 zijn opgemeten. Een correct installatieontwerp, -uitvoering en -regeling zijn dus cruciaal om het pompverbruik te beperken. De WP anderzijds heeft prestatiefactoren (vaak wordt de engelse term 'Coefficient of Performance' of COP genoemd in deze context) die typisch liggen tussen 2.5 en 5, afhankelijk van het type warmtepomp. Ook hier hebben ontwerp, uitvoering en regeling een grote invloed op de uiteindelijke prestatie van de WP.

SPF warmtepomp: **2.5 – 5**

SPF thermische zonnecollector:
typische waarde **50-80**; gemeten waarden tot **160**, maar ook slechts **7**

2.4 Energie bufferen?

2.4.1 Noodzaak van warmteopslag

De typische gepiekte warmtevraag aan hoog vermogen van het SWW maakt, in combinatie met TZC en een WP, een thermische buffer noodzakelijk. Wanneer de TZC de temperatuur onvoldoende kunnen opvoeren voor SWW, door een te zwakke zoninstraling, kunnen ze mogelijk nog wel warmte leveren voor de ruimteverwarming. Omdat ook hier zelden vraag en aanbod gelijktijdig zijn, zal ook een thermische buffer voor RV nodig zijn. Soms zal die al aanwezig zijn om een goede werking van de warmtepomp te garanderen. De buffers voor SWW en RV kunnen eventueel gecombineerd worden in een gezamenlijk combi-buffervat (zie paragraaf 3 **Fout! Verwijzingsbron niet gevonden.**). De metingen tonen aan dat reële installaties SPF-waarden van 5 en zelfs meer dan 6 halen bij dergelijke systemen, waarbij de TZC 30% tot 40% van de energie voor SWW en RVW leveren.

2.4.2 Warmteverlies door warmteopslag

Maar een thermische buffer verliest ook warmte. Zeker wanneer de energievraag kleiner wordt (zie Woning 1 uit Figuur 2 of wanneer de warmtevraag in tussenseizoenen klein is), kan het aandeel van het bufferverlies groot worden. Metingen op reële installaties van het ZonWarmproject hebben energieverliezen van 7% tot meer dan 40% opgeleverd. Dit laatste treedt op wanneer de installatie op deellast werkt en de thermische buffer op temperatuur gehouden wordt voor slechts een kleine energievraag. Overdimensionering van de buffer moet dus absoluut vermeden worden en de installateur moet aandacht schenken aan een correcte isolatie van de aansluitingen tussen buffervat en leidingen.

¹ Een prestatiefactor gemeten over een lange termijn van bv. 1 jaar wordt de SeizoensPrestatieFactor of SPF genoemd

2.4.3 Aandacht voor hydraulische aansluitingen

Ook de positie van de hydraulische aansluitingen en de temperatuurvoelers die de regelaar aansturen, hebben een grote impact op de systeemprestatie. Foute positionering zorgt voor menging van de verschillende temperatuurniveaus waardoor bijvoorbeeld de TZC hogere temperaturen zien in het buffervat en dus minder energie kunnen leveren en waardoor de warmtepomp aan hogere afgiftetemperaturen moet werken met een lagere performantie tot gevolg. Een simulatieanalyse van dergelijke niet optimale aansluitingen² toont aan dat dit de SPF met 1,0 kan doen dalen.

2.5 Regeneratie van de bodem

Wanneer het temperatuurniveau van de TZC nog te laag is voor RV of de thermische buffers opgeladen zijn, kan bij een bodem-water WP overwogen worden om de bodemlussen te regenereren. Hierdoor stijgt de temperatuur van de bodem, wat de prestatiefactor van de warmtepomp ten goede komt. Wegens de te lage meetfrequentie bij de reële installaties was het moeilijk om hierover vanuit het ZonWarmproject concrete uitspraken te doen: van één installatie werd bij een 7 uur durende regeneratieperiode een prestatiefactor van 60 gemeten. De impact van deze energieinjectie van 60kWh en bijhorende bodemtemperatuurstijging van ongeveer 1°C op de prestatie van de warmtepomp is moeilijker te becijferen. Simulatiestudies³ wijzen uit dat regeneratie de prestatiefactor met 0,2 kan doen stijgen. Een negatieve impact is echter ook mogelijk bij een slechte inregeling van de debieten. In dat geval zal de circulatiepomp die nodig is voor de regeneratie meer verbruiken dan dat het warmtepompverbruik zal dalen door de hogere prestatiefactor.

2.6 Verschillende werkingsmodi

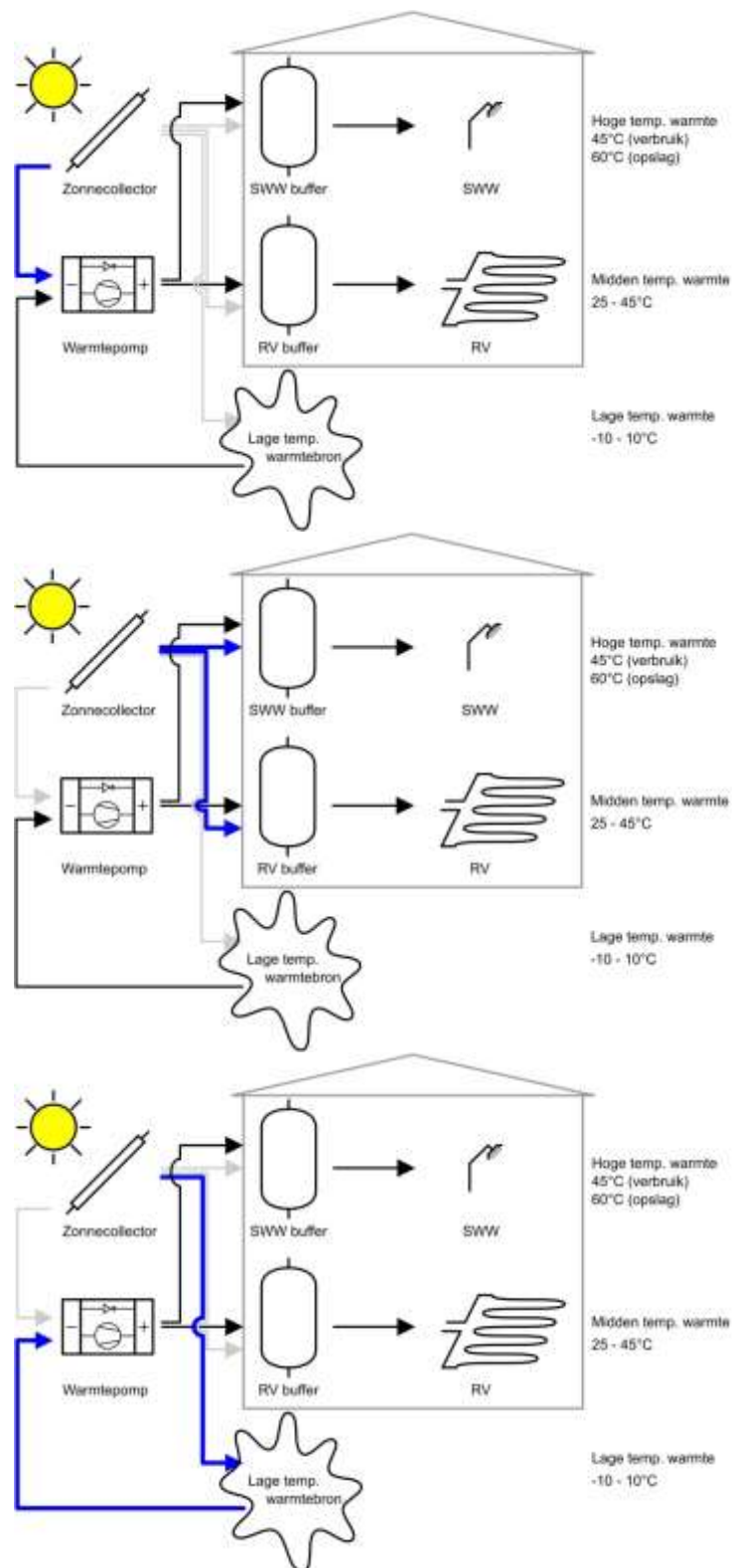
Uit deze analyse kunnen we drie werkingsmodi voor de thermische zonnecollectoren afleiden:

1. In serie met de warmtepomp: de zonnecollectoren zijn zelf de bron voor de warmtepomp
2. In parallel met de warmtepomp: zonnecollectoren en warmtepomp werken naast elkaar
3. Als regeneratie van de warmtebron van de warmtepomp

Dit leidt tot de schema's uit Figuur 3.

² John Veeken, Jan Verheyen, Leen Goovaerts, Dries Van Aken, Maarten Sourbron, The impact of storage tank control and hydraulic configuration on solar heat pump system performance, submitted for System Simulation in Buildings 2014, December 2014, Liège, Belgium

³ Erik Bertram*, Peter Pärtsch and Rainer Tepe, Impact of solar heat pump system concepts on seasonal performance-Simulation studies, EuroSun 2006, 26-29 June 2006, Glasgow, UK



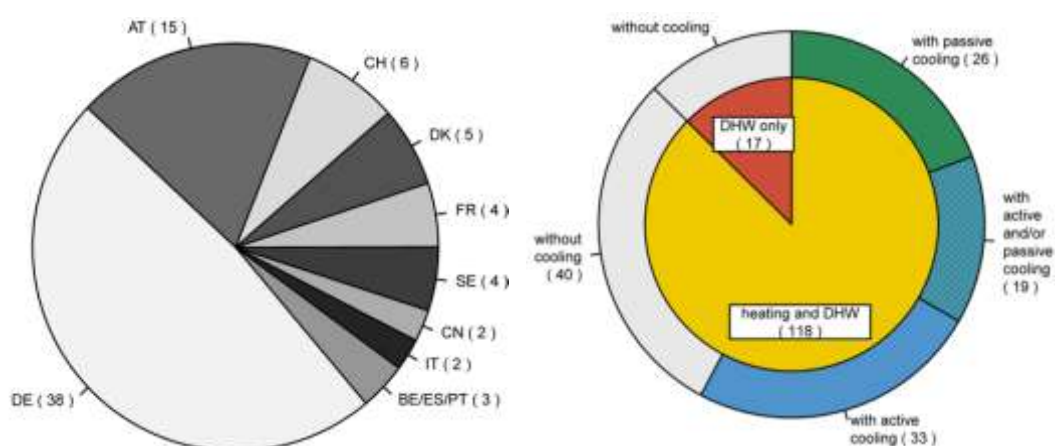
Figuur 3: (1) Zonnecollectoren als bron voor de warmtepomp (in serie), (2) zonnecollectoren werken parallel aan de warmtepomp, (3) zonnecollectoren regenereren de warmtebron van de warmtepomp.

3 Basisconfiguraties gecombineerde warmtepomp-zonnecollector-installaties

3.1 Overzicht commercieel aangeboden zonwarmtepompinstallaties

Vanuit het IEA-Task44 project werden de verschillende concrete installatieschema's voor zonwarmtepomp in een lijst gezet. Twee rapporten⁴⁵ uit dit project, met courant voorkomende installatieschema's, worden hier kort toegelicht. Voor verdere literatuur rond zonwarmtepompen, wordt verwezen naar de website van IEA-Task 44 (<http://task44.iea-shc.org>).

Rüschenburg en Herkel presenteren een samenvatting van een uitgebreide enquête naar bestaande zonwarmtepompsystemen in verschillende Europese landen (Figuur 4).



Figuur 4: Overzicht van de geenqueteerde bedrijven per land en de verschillende systeemfuncties

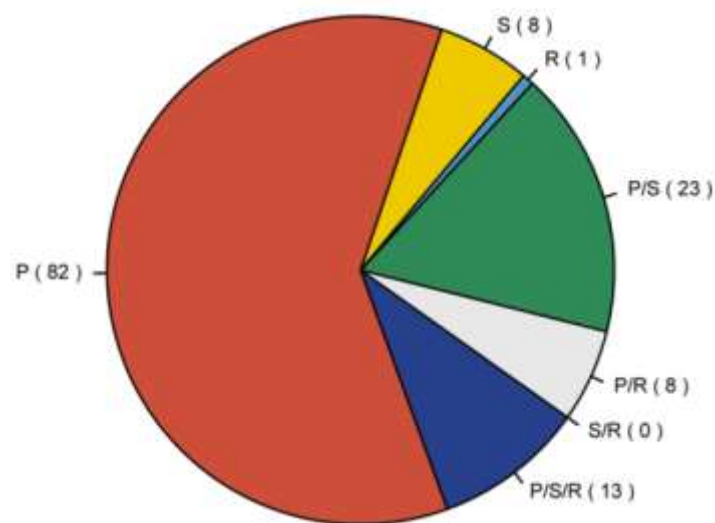
Daarnaast toont Figuur 4 dat het merendeel van de zonwarmtepompen voor SWW en RV worden ingezet, waarbij een aanzienlijk deel van de installaties (58%) ook voor koeling (actief of passief) zorgt.

Figuur 5 toont duidelijk aan dat in het grootste deel van de installaties de zonnecollectoren parallel aan de warmtepomp staan, eventueel in combinatie met serie of regeneratie (93%). Enkel serie komt zelden voor (6%) terwijl enkel regeneratie quasi niet voorkomt (1%).

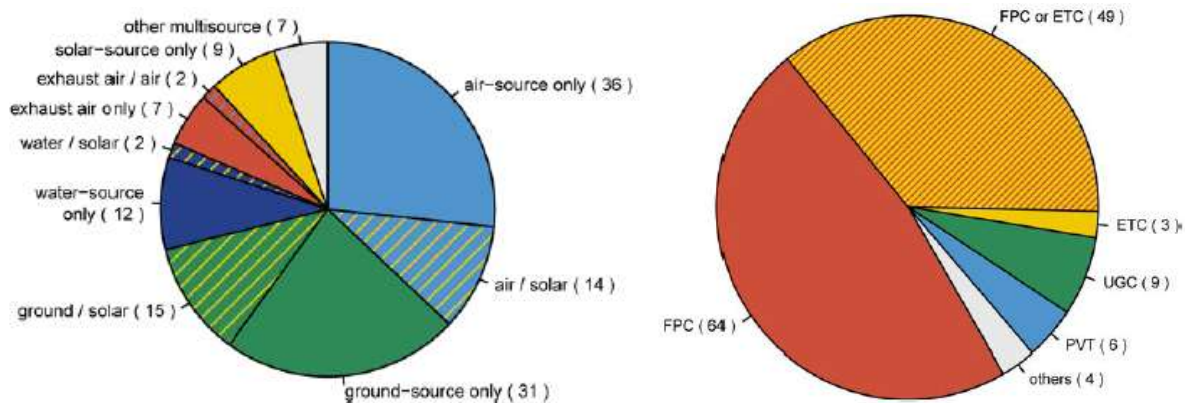
Figuur 6 toont dat lucht en bodem als enige warmtebron het vaakst voorkomen (resp. 27% en 23%). Zon als enige warmtebron komt slechts in 7% van de gevallen voor. Wel toont Figuur 6 ook dat de zonnecollectoren in 23% van de gevallen als tweede warmtebron naast lucht, bodem of water worden gebruikt. Verder worden vlakke plaat collectoren (FPC) in bijna de helft van de gevallen toegepast (47%). Enkel vacuümbuizen worden bijna niet gebruikt, niet-afgedekte komen daarentegen in 7% van de aangeboden installaties voor.

⁴ Henning, 2008, Systems using solar thermal energy in combination with heat pumps, 64th ExCo meeting, November 19-21, Winterthur, Switzerland

⁵ Jörn Ruschenburg and Sebastian Herkel, A Review of Market-Available Solar Thermal Heat Pump Systems, A technical report of subtask A, 18.03.2013

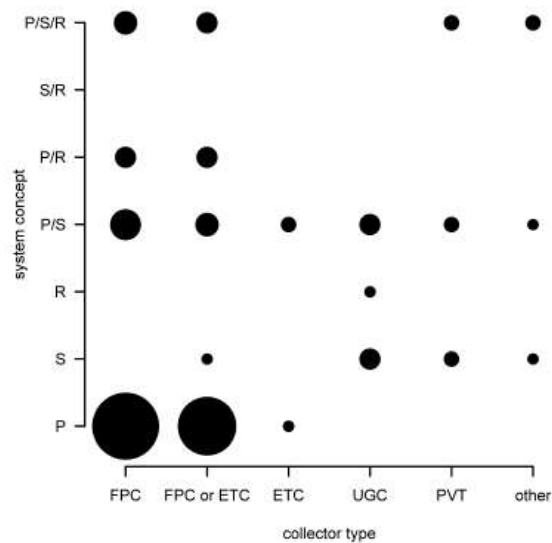


Figuur 5: Indeling van de systeemconcepten volgens serie (S), parallel (P) of regeneratie (R) (of een combinatie)



Figuur 6: Indeling van de systeemconcepten volgens warmtebron en volgens het type zonnecollector (FPC: flat plate collector; ETC: evacuated tube collector; UGC: unglazed collectors; PVT: photovoltaic-thermal collector)

Zoals te verwachten, worden vlakke plaat en vacuüm-collectoren het vaakst gebruikt in parallelle installaties (Figuur 7) omdat ze ontworpen zijn om warmte op hoge temperatuur te produceren en dus rechtstreeks aan de warmtevragers kunnen leveren. Onafgedekte collectoren zullen eerder in serie-concepten terug te vinden zijn.

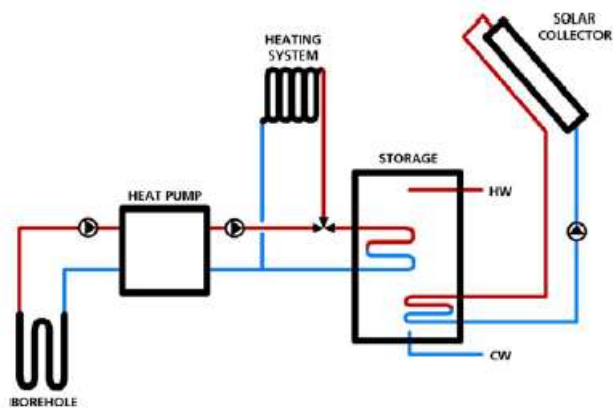


Figuur 7: Overzicht van de zonwarmtepomp installaties gecorreleerd aan het collectortype en aan het systeemconcept (parallel, serie of regeneratie)

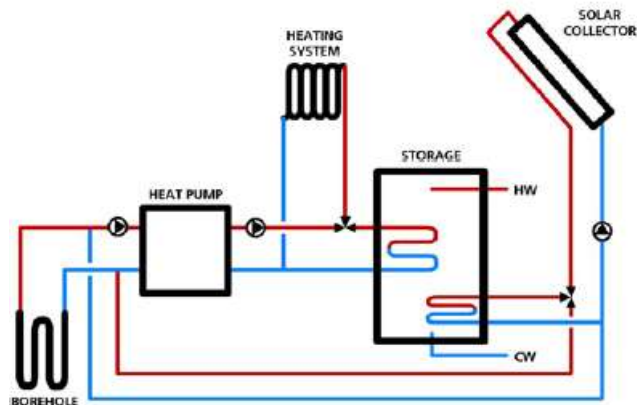
3.2 Systeemconcepten uit IEA-SHC task44/HPP annex 38

In het Europese project van IEA werden 7 typesystemen naar voor geschoven als standaard zonwarmtepomp installaties. Uiteraard kan hierop nog gevarieerd worden, maar hiermee is de basis geschetst.

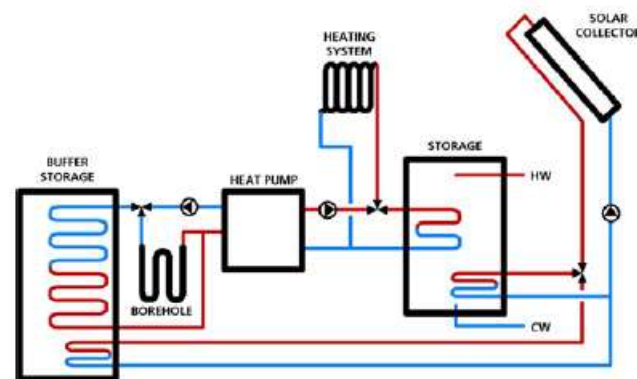
3.2.1 “One beside the other”



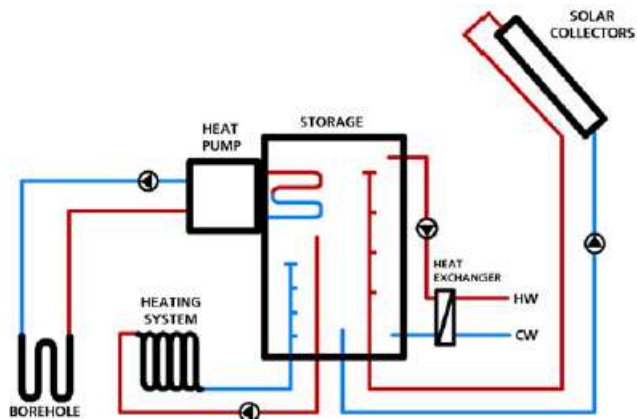
3.2.2 “Active regeneration”



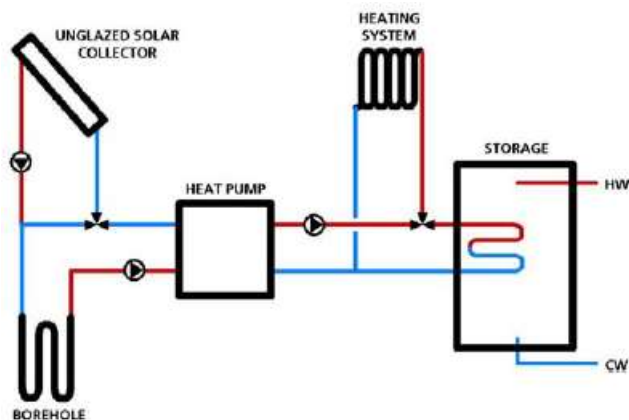
3.2.3 “Big buffer storage”



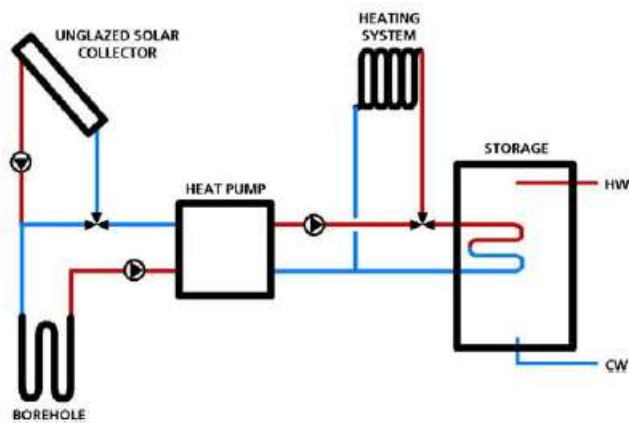
3.2.4 “Maximal integration”



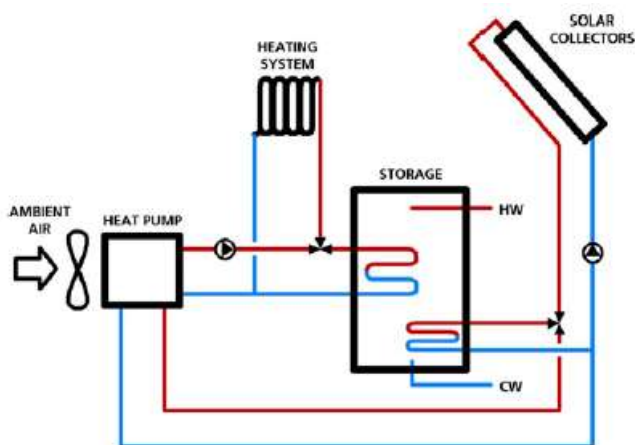
3.2.5 “Unglazed collector”



3.2.6 “Solar heating system”



3.2.7 “Ambient air heat pump”



4 Bijlage

Henning, 2008, Systems using solar thermal energy in combination with heat pumps, 64th ExCo meeting, November 19-21, Winterthur, Switzerland

Jörn Ruschenburg and Sebastian Herkel, A Review of Market-Available Solar Thermal Heat Pump Systems, A technical report of subtask A, 18.03.2013

Systems using solar thermal energy in combination with heat pumps – 1st concept paper

to be presented at the 64th ExCo meeting
November 19-21, Winterthur, Switzerland

Prepared by

Hans-Martin Henning and Marek Miara
Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems ISE
Heidenhofstr. 2, 79100 Freiburg, Germany
+49/761/4588-5134
+49/761/4588-9000
hans-martin.henning@ise.fraunhofer.de

Phone
Fax
e-mail

Contents

1	Introduction and background.....	2
2	System examples and trends	3
3	Why a systematic treatment is needed.....	7
4	Why an IEA activity?.....	8
5	First ideas of a Task structure and possible outputs	8
6	Next steps.....	8
7	Issues for the Executive Committee	8

Report history

Date	Version	Author/s	Major changes
2008-09-05	0.1	Hans-Martin Henning	First version
2008-11-05	1.0	Hans-Martin Henning, Marek Miara	Version sent to ExCo

1 Introduction and background

In the last years an increasing number of systems for house heating and/or domestic hot water production has been developed which use a combination of solar thermally energy systems and vapour compression heat pumps. Prototypes have been presented at major trade fairs and first commercial systems were put on the market from various manufacturers. Manufacturers originate either from the solar energy field or from heat pumps, i.e. most manufacturers exhibit a background in one of the two main involved technologies. This is also the reason for different general approaches:

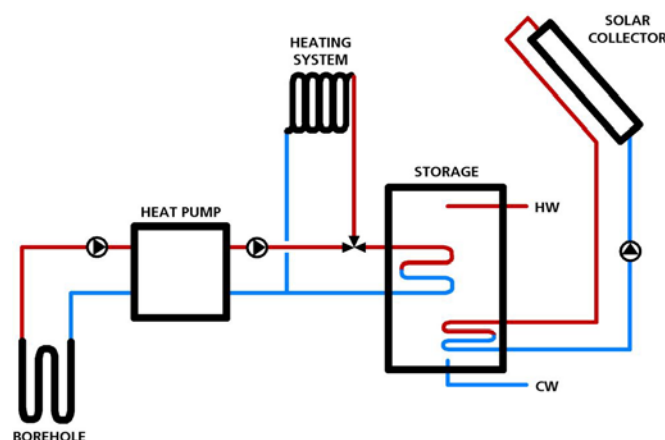
- Main system components are just placed one beside the other and do not interact. Solar energy is mainly used to reduce the electricity demand for hot water preparation. These systems are mainly offered by heat pump manufacturers.
- The main purpose of the heat pump is understood as a method to increase the energy gain of the solar collector system. The heat pump allows to use solar energy even if the temperature of the gained heat has a temperature level below the required temperature of the demand side (heating system, hot water).
- Overall system concepts are developed in which solar energy and heat pump either work in parallel or interact in a sense that solar heat is used as heat source of the heat pump either directly or indirectly, i.e., decoupled by heat storage. The used heat storage may be sensible or latent (PCM, ice) and short term or long-term (e.g. ground).

No systematic analysis of the different systems and their application potentials in different sectors and under different boundary conditions has been made. Also these systems are not yet covered in norms or standards.

2 System examples and trends

Examples of systems using a combination of heat pumps and solar collectors will be presented below. The skims are limited to main system components. To simplify the illustrations, the connection with the space heating system is for all systems the same.

System type 1 – “One beside the other” (typically offered by producers of heat pumps and/or solar collectors like Viessmann, Vaillant, Nibe, Bosch Thermotechnik, ...)

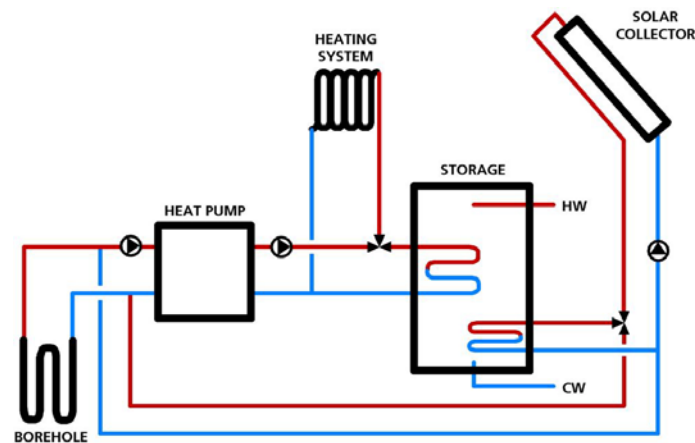


System description:

- System components are placed one beside the other and do not directly interact

- Simple design; control systems for a heat pump and for a solar collector usually work separately
- Use of solar energy solely for the domestic hot water production
- The main advantage of the system (beside producing hot water partly with solar thermal and thereby decrease the heat to be delivered by the heat pump) is the decrease of the required average inlet temperature of the heat produced by the heat pump. This contributes to the increase of the SPF (Seasonal Performance Factor) of a heat pump and to the reduce of the electricity consumption of the system
- In case of ground used as heat source there is no active regeneration of the ground heat source by the solar energy but only a reduced heat extraction mainly during summer due to the solar hot water production

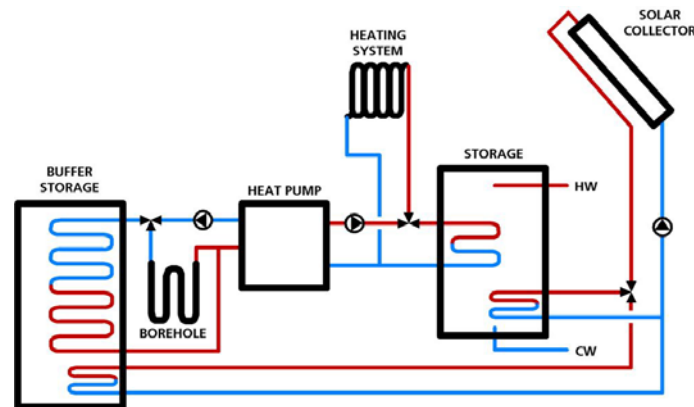
System type 2 – „Active regeneration“ (examples IDM Energie Systeme, Immosolar, Schüco, Roth Werke)



System description:

- Components and benefits of the system are similar to the system 1, and additionally:
- Active use of the solar energy for the support of the ground heat source regeneration,
- The active regeneration causes the dehydration / drying-off of the ground around the borehole. This fact constitutes a (perhaps small) disadvantage in view of a subsequent natural regeneration. Another problem by the active regeneration is an outflow of the accumulated energy with the ground water. This process can significantly reduce the advantage of the active regeneration of the borehole and depends on local conditions.
- System allows increasing of the solar gains and the prevention from the solar collector stagnation by a high irradiation and a small heat demand in summer.

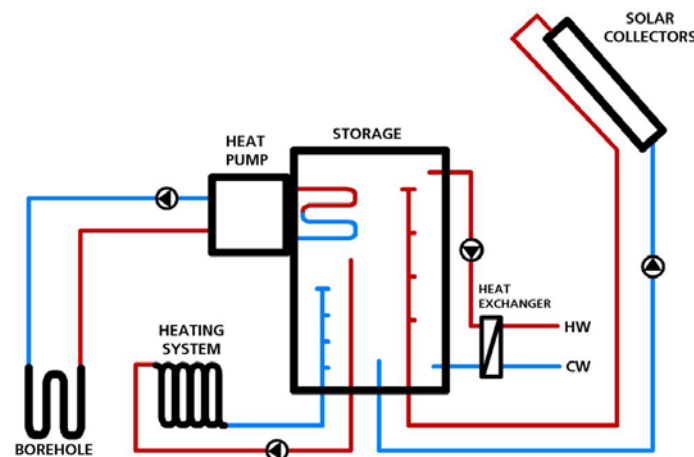
System type 3 – “Big buffer storage” (examples Chemowerk – CEMO, Soltex, Thermosolar)



System description:

- The buffer storage has a big volume (e.g. 800 l) and serves as a heat source for the heat pump, in case of a lack of energy inside the buffer the heat pump uses the borehole heat exchanger
- As a result of many hydraulic components (among others two storages) the system requires more place, higher cost and a sophisticated control system
- No active support for the regeneration of a ground heat source foreseen
- System allows higher inlet temperature for the evaporator of the heat pump and the increase of the solar gains

System type 4 – “Maximal integration” (example SolvisMax - SOLVIS)

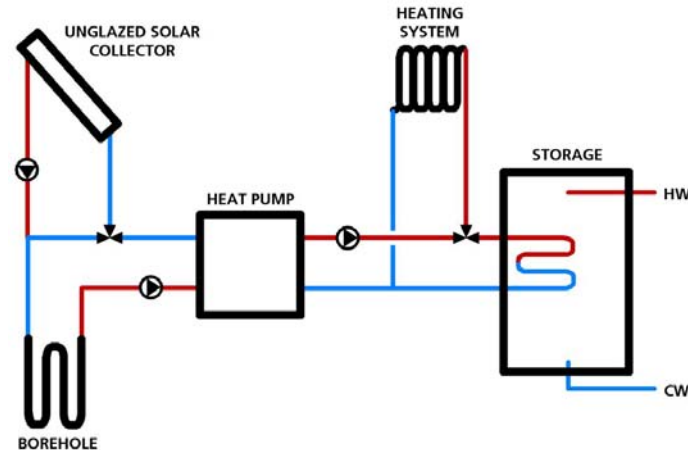


System description:

- The heart of the system is the (patented) multi-level storage tank
- The condenser of the heat pump is placed directly in the storage tank
- Solar collectors (often bigger field than usually) take the leading role in the system; heat pump plays an additional role
- There is no active support for the regeneration of the ground heat source and no solar boosting of the heat source. The combination of the solar energy and a heat pump is similar to the system 1 – one beside the other but integrated in a main buffer storage (solar combi-system approach)
- Very compact and space-saving system with one control device for the whole system

- Preparation of domestic hot water arranged with an external heat exchanger

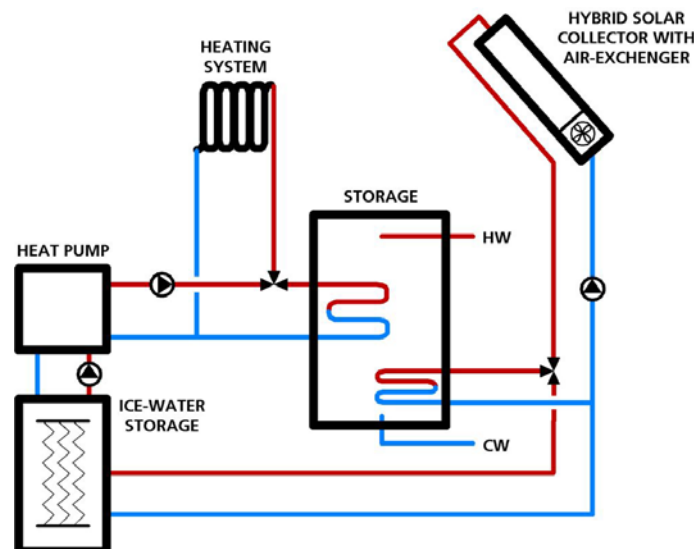
System type 5 – “Unglazed collector” (several examples in different configurations)



System description:

- The system uses the unglazed solar collector solely to increase the inlet temperature for the evaporator of the heat pump and for active regeneration of a ground heat source but not for active domestic hot water heating
- Use of the unglazed solar collectors reduces the costs of the system and allows good integration of collectors with the shape of a house
- Similar to other systems with active regeneration of the ground heat source, there is a potential for shortening of the borehole

System type 6 – “Solar heating system” (SOLAERA – Comsolar), other similar systems using ice-water storage (Aquasol, terra sunenergy)

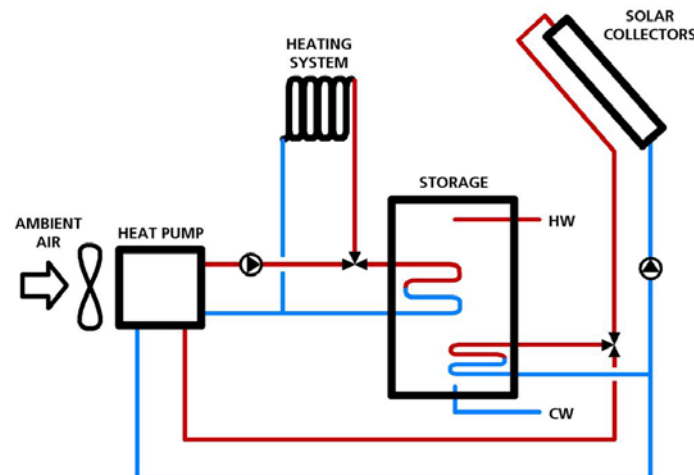


System description:

- The main components of the system are special made hybrid solar collectors with air-exchanger, heat pump, water storage tank and ice-water storage tank

- The ice-water storage accumulates very efficiently the energy conducted by the hybrid collector. The heat pump uses the energy accumulated in the ice storage and produces heat for the heating system and for domestic hot water
- The low temperature of the ice storage allows almost losses-free accumulation of the energy
- No ground heat exchanger (e.g. borehole) is required for this system
- The hybrid collector uses the solar irradiation or the heat of ambient air

System type 7 – “Ambient air heat pump” (SOLution, ratiotherm)



System description:

- The main components of the system are solar collectors, air-to-water heat pump and water multi-storage tank
- The heat pump uses the energy from the solar collectors or ambient air (but not with the solar collector used as air heat exchanger like in system type 6) and produces heat for the heating system and for domestic hot water
- No ground heat exchanger (e.g. borehole) is required for this system

3 Why a systematic treatment is needed

The increasing number of offered systems using a combination of solar thermal energy and heat pumps and the high expectations about their contribution to energy efficient heating, hot water (and possibly cooling) of buildings give reason for a systematic treatment.

A systemic comparison of existing systems is needed from the economical and environmental point of view. In addition, it is highly advisable to adjust various systems to distinct boundary conditions, for instance diverse buildings standards or climate zones. Merely a systematic approach, including the modeling, simulations and field-testing of the joint use of solar thermal energy and heat pumps, allows optimization and further development of the relevant systems.

After all only a high quality of offered systems will ensure a sustainable development of markets for this type of combinations of solar thermal systems and heat pumps. This high quality needs a common, agreed approach for system characterization, bench-marking and standardization. Otherwise danger is given that examples of installations with bad results and unsatisfied users do not only affect the market for combined systems (solar thermal + heat pumps) but also the markets for heat pumps and solar thermal energy use.

4 Why an IEA activity?

The IEA Solar Heating and Cooling Programme provides an excellent platform for the development of common understanding of the different systems offered in different countries and using different schematics as shown in section 2. This includes the development of performance figures, economic figures, identification of potential applications (building standards, building types, climates) and pre-normative work aiming at the development of methods which could become standards later. In addition a joint international activity which involves industries (manufacturers, system suppliers) will help in the development of the technology and possibly bring up new or optimized solutions. Finally many of the companies involved in this technology field are internationally active and thus an international collaboration seems helpful and efficient.

5 First ideas of a Task structure and possible outputs

The Task should be a joint Task with the IEA Heat Pump Programme (HPP). A possible structure might involve 4 subtasks:

- A Overview about solutions and generic systems
- B Performance figures and performance assessment
- C Modeling and simulation
- D Dissemination and pre-normative work

Main outputs might be

- Technical report on system schematics
- Proposals for implementation into standards (for heat pumps and/or solar thermal systems)
- System models including models for new components which may be not available so far (e.g. solar collector / air heat exchanger; storage with integrated condenser of the heat pump)
- R&D roadmap
- ...

6 Next steps

We suggest that a Task Definition Workshop is organized. Participants should be composed of experts from R&D institutes and from companies involved this technology field. Experts should also be invited through the IEA Heat Pump Programme. Main questions to be addressed:

- Need for an IEA Task/Annex?
- Main wishes/needs from industry side?
- Possible Task structure and contributions

7 Issues for the Executive Committee

- Discuss concept paper
- Check national interest
- Decide on next steps (Task Definition Workshop)

A Review of Market-Available Solar Thermal Heat Pump Systems

A technical report of subtask A

Date: 18.03.2013

By Jörn Ruschenburg and Sebastian Herkel¹ with contributions from W. Becke, M. D'Antoni, S. Eicher, K. Ellehauge, H. Focke, M. Haller, M. Huber, I. Katić, A. Loose, I. Malenković, A. Thür and M. Vukits

¹Institution

Address

Phone

Fax

e-mail

Fraunhofer ISE

Heidenhofstr. 2, 79110 Freiburg, Germany

+49 761 4588 5117

+49 761 4588 9117

sebastian.herkel@ise.fraunhofer.de

IEA Solar Heating and Cooling Programme

The *International Energy Agency* (IEA) is an autonomous body within the framework of the Organization for Economic Co-operation and Development (OECD) based in Paris. Established in 1974 after the first “oil shock,” the IEA is committed to carrying out a comprehensive program of energy cooperation among its members and the Commission of the European Communities.

The IEA provides a legal framework, through IEA Implementing Agreements such as the *Solar Heating and Cooling Agreement*, for international collaboration in energy technology research and development (R&D) and deployment. This IEA experience has proved that such collaboration contributes significantly to faster technological progress, while reducing costs; to eliminating technological risks and duplication of efforts; and to creating numerous other benefits, such as swifter expansion of the knowledge base and easier harmonization of standards.

The *Solar Heating and Cooling Programme* was one of the first IEA Implementing Agreements to be established. Since 1977, its members have been collaborating to advance active solar and passive solar and their application in buildings and other areas, such as agriculture and industry. Current members are:

Australia	Finland	Singapore
Austria	France	South Africa
Belgium	Italy	Spain
Canada	Mexico	Sweden
Denmark	Netherlands	Switzerland
European Commission	Norway	United States
Germany	Portugal	

A total of 49 Tasks have been initiated, 35 of which have been completed. Each Task is managed by an Operating Agent from one of the participating countries. Overall control of the program rests with an Executive Committee comprised of one representative from each contracting party to the Implementing Agreement. In addition to the Task work, a number of special activities—Memorandum of Understanding with solar thermal trade organizations, statistics collection and analysis, conferences and workshops—have been undertaken.

Visit the Solar Heating and Cooling Programme website - www.iea-shc.org - to find more publications and to learn about the SHC Programme.

Current Tasks & Working Group:

Task 36	<i>Solar Resource Knowledge Management</i>
Task 39	<i>Polymeric Materials for Solar Thermal Applications</i>
Task 40	<i>Towards Net Zero Energy Solar Buildings</i>
Task 41	<i>Solar Energy and Architecture</i>
Task 42	<i>Compact Thermal Energy Storage</i>
Task 43	<i>Solar Rating and Certification Procedures</i>
Task 44	<i>Solar and Heat Pump Systems</i>
Task 45	<i>Large Systems: Solar Heating/Cooling Systems, Seasonal Storages, Heat Pumps</i>
Task 46	<i>Solar Resource Assessment and Forecasting</i>
Task 47	<i>Renovation of Non-Residential Buildings Towards Sustainable Standards</i>
Task 48	<i>Quality Assurance and Support Measures for Solar Cooling</i>
Task 49	<i>Solar Process Heat for Production and Advanced Applications</i>

Completed Tasks:

Task 1	<i>Investigation of the Performance of Solar Heating and Cooling Systems</i>
Task 2	<i>Coordination of Solar Heating and Cooling R&D</i>
Task 3	<i>Performance Testing of Solar Collectors</i>
Task 4	<i>Development of an Insolation Handbook and Instrument Package</i>
Task 5	<i>Use of Existing Meteorological Information for Solar Energy Application</i>
Task 6	<i>Performance of Solar Systems Using Evacuated Collectors</i>
Task 7	<i>Central Solar Heating Plants with Seasonal Storage</i>
Task 8	<i>Passive and Hybrid Solar Low Energy Buildings</i>
Task 9	<i>Solar Radiation and Pyranometry Studies</i>
Task 10	<i>Solar Materials R&D</i>
Task 11	<i>Passive and Hybrid Solar Commercial Buildings</i>
Task 12	<i>Building Energy Analysis and Design Tools for Solar Applications</i>
Task 13	<i>Advanced Solar Low Energy Buildings</i>
Task 14	<i>Advanced Active Solar Energy Systems</i>
Task 16	<i>Photovoltaics in Buildings</i>
Task 17	<i>Measuring and Modeling Spectral Radiation</i>
Task 18	<i>Advanced Glazing and Associated Materials for Solar and Building Applications</i>
Task 19	<i>Solar Air Systems</i>
Task 20	<i>Solar Energy in Building Renovation</i>
Task 21	<i>Daylight in Buildings</i>
Task 22	<i>Building Energy Analysis Tools</i>
Task 23	<i>Optimization of Solar Energy Use in Large Buildings</i>
Task 24	<i>Solar Procurement</i>
Task 25	<i>Solar Assisted Air Conditioning of Buildings</i>
Task 26	<i>Solar Combisystems</i>
Task 27	<i>Performance of Solar Facade Components</i>
Task 28	<i>Solar Sustainable Housing</i>
Task 29	<i>Solar Crop Drying</i>
Task 31	<i>Daylighting Buildings in the 21st Century</i>
Task 32	<i>Advanced Storage Concepts for Solar and Low Energy Buildings</i>
Task 33	<i>Solar Heat for Industrial Processes</i>
Task 34	<i>Testing and Validation of Building Energy Simulation Tools</i>
Task 35	<i>PV/Thermal Solar Systems</i>
Task 37	<i>Advanced Housing Renovation with Solar & Conservation</i>
Task 38	<i>Solar Thermal Cooling and Air Conditioning</i>

Completed Working Groups:

CSHPSS; ISOLDE; Materials in Solar Thermal Collectors; Evaluation of Task 13 Houses; Daylight Research



IEA Heat Pump Programme

This project was carried out within the Solar Heating and Cooling Programme and also within the *Heat Pump Programme*, HPP which is an Implementing agreement within the International Energy Agency, IEA. This project is called Task 44 in the *Solar Heating and Cooling Programme* and Annex 38 in the *Heat pump Programme*.

The Implementing Agreement for a Programme of Research, Development, Demonstration and Promotion of Heat Pumping Technologies (IA) forms the legal basis for the IEA Heat Pump Programme. Signatories of the IA are either governments or organizations designated by their respective governments to conduct programmes in the field of energy conservation.

Under the IA collaborative tasks or “Annexes” in the field of heat pumps are undertaken. These tasks are conducted on a cost-sharing and/or task-sharing basis by the participating countries. An Annex is in general coordinated by one country which acts as the Operating Agent (manager). Annexes have specific topics and work plans and operate for a specified period, usually several years. The objectives vary from information exchange to the development and implementation of technology. This report presents the results of one Annex. The Programme is governed by an Executive Committee, which monitors existing projects and identifies new areas where collaborative effort may be beneficial.

The IEA Heat Pump Centre

A central role within the IEA Heat Pump Programme is played by the IEA Heat Pump Centre (HPC). Consistent with the overall objective of the IA the HPC seeks to advance and disseminate knowledge about heat pumps, and promote their use wherever appropriate. Activities of the HPC include the production of a quarterly newsletter and the webpage, the organization of workshops, an inquiry service and a promotion programme. The HPC also publishes selected results from other Annexes, and this publication is one result of this activity.

For further information about the IEA Heat Pump Programme and for inquiries on heat pump issues in general contact the IEA Heat Pump Centre at the following address:

IEA Heat Pump Centre
Box 857
SE-501 15 BORÅS
Sweden
Phone: +46 10 16 55 12
Fax: +46 33 13 19 79

Visit the Heat Pump Programme website - <http://www.heatpumpcentre.org/> - to find more publications and to learn about the HPP Programme.

Legal Notice Neither the IEA Heat Pump Centre nor the SHC Programme nor any person acting on their behalf: (a) makes any warranty or representation, express or implied, with respect to the information contained in this report; or (b) assumes liabilities with respect to the use of, or damages, resulting from the use of this information. Reference herein to any specific commercial product, process, or service by trade name, trademark, manufacturer, or otherwise, does not necessarily constitute or imply its endorsement recommendation or favouring. The views and opinions of authors expressed herein do not necessarily state or reflect those of the IEA Programmes, or any of its employees. The information herein is presented in the authors’ own words.

Contents

1	Executive Summary	1
2	Introduction	1
3	System Analysis and Classification	2
3.1	Approach and Principles	2
3.2	Systematic Graphical Representation of Solar Heat Pumps.....	2
3.3	Denotation Scheme.....	5
3.4	Simplified Notation and Classification.....	5
4	Comparative Analysis of Market-Available Systems.....	6
4.1	Methods	6
4.2	Surveyed Companies	7
4.3	System Functions.....	8
4.4	System Concepts.....	9
4.5	Heat Pump Characteristics – Energy Sources	10
4.6	Collector Types	11
4.7	Cross Analysis between Collector Type and System Concept	11
5	Relevance and market penetration – illustrated with the example of Germany.....	12
6	Conclusions and Outlook	13
7	Bibliography	14
	Annex A – Evaluated Companies	15

1 Executive Summary

Solar heat pump systems seen as a combination of a solar thermal collector and a compression heat pump already entered the market with more than 130 systems offered. The aim of this report is to collect, to describe and to analyse these currently available systems.

There are five main criteria to describe a solar heat pump system: (i) The use of the generated heat; (ii) the low temperature source(s) for the heat pump; (iii) the energy carrier used to drive the system; (iv) the function and placement of storages in the system and (v) the interactions between these components. For the latter, abstract descriptions like parallel, serial or regenerative are used as well as its combinations. In addition the systems will be described by the type of used components like flat-plate, unglazed or evacuated tube collectors. Furthermore, the efficiency of such a system depends on the ratio of sizing of the components and the control. Thus, a simple qualitative classification of these systems with the aim of an easy communication to the public leads not to a satisfying solution. Nevertheless the systems can be categorized by such criteria, depending on the leading question to be answered.

A unified graphical representation is presented which reflects qualitative criteria mentioned above, called “square view”. The systematic description of the systems is completed by a non-ambiguous denotation scheme and a categorisation scheme.

The undertaken survey shows that most of the systems are used for a combined production of domestic hot water and heat for the space heating circuit. In addition, many systems are able to deliver cold as well. Approximately a quarter uses ambient air as only source for the heat pump, a quarter the ground and nearly half of the systems are multisource or other systems. Seven combinations of serial, parallel and regenerative layouts can be found on the today's market. As additional result of the market survey, the need for flexible performance figures and testing methods becomes visible. It was, for example, shown that serial or more complex configurations are widely distributed, which is ignored by today's standards. In these cases, solar energy is extensively used as energy source for the heat pump, though not directly as useful energy. Consequently, assessment methods are required taking into account the energy both consumed from and fed-in to the grid, similar to cogeneration systems.

2 Introduction

Numerous combinations of heat pumps and solar thermal collectors, henceforward referred to as solar heat pump (SHP) systems, became market-ready during the last years. It is evident, as shown in Section 4.2, that some systems entered the market even in the early 1980s, obviously motivated by the second oil crisis. An explicit and enduring trend developed just in the current century, though. This storyline shows much similarity to that of the non-solar heat pump market in Europe (cf. Nowak and Murphy 2011).

The idea of combining solar energy with heat pumps has already been reflected decades ago and is revived in younger publications by means of theoretical analysis, simulation studies, laboratory tests or field tests. However, there is a lack of methods or even standards for the assessment of such systems. With regard to the specific system concepts and boundary conditions, it has to be investigated whether a significant enhancement of the solar gain as

well as a reduced primary energy demand of the heat supply system can be achieved compared to a “conventional” solution.

3 System Analysis and Classification

3.1 Approach and Principles

The fact that, in literature, various specifications are analysed to describe or compare SHP systems is clearly demonstrated by Frank et al. 2010. Depending on the respective interests, independent authors focus on parameters that seldom coincide. The aspects chosen for the scope of this report are listed in Table 1. Additionally, it can be seen to which extent these parameters were surveyed and/or analysed by other authors.

Table 1: Examined parameters and their prevalence

Parameters	Tepe and Rönnelid (2002)	Müller et al. (2008)	Henning and Miara (2009)	Trojek and Augsten (2009) Berner (2011)	Frank et al. 2010
provenance and distribution				x	
system functions	x	x		x	x
system concept	x	x	x		x
heat pump characteristics		x	x	x	x
collector characteristics		x			x

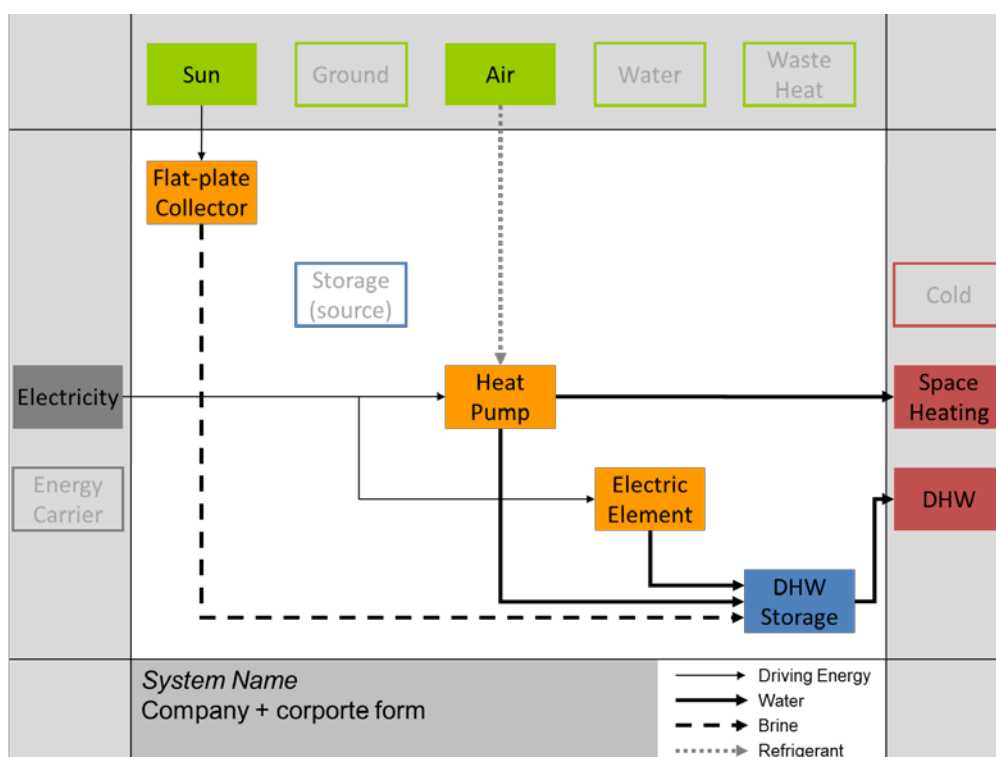
The possibilities to set up categories for a system classification are equally various. For example, the systems can be described by the type of applied components like flat-plate, unglazed or evacuated tube collectors, or alternatively by the refrigerant used in the heat pump cycle. Furthermore, the efficiency of such a system is dependent on the location, on the sizing of the components and on the control. So, a simple classification of these systems with the aim of an easy communication to the public leads not to a satisfying solution.

In this chapter, a graphical representation is introduced to systematically analyse and to compare solar heat pump systems. Afterwards, these examinations result in the derivation and presentation of a denotation scheme and a classification approach.

3.2 Systematic Graphical Representation of Solar Heat Pumps

Basically, the visualisation presented in this report is similar to energy flow charts that are frequently used in building energy engineering. Instead of a whole building, it is the heating system that is illustrated centrally against white background, including energy-storing (blue

The final step is the depiction of energy flows connecting certain components. In doing so, the figure is enhanced to become a qualitative energy flow chart. Each line style refers to the carrier medium, except the driving energies that are mostly without mass, e.g. solar irradiation. A simple example for a complete visualisation is given by Figure 1.



It has to be pointed out that all possible operational modes of one system (excluding defrosting) are shown simultaneously in one visualisation. All components appearing in a particular system are depicted as filled, other components remain as shaded frame as placeholders for orientation and comparability purposes.

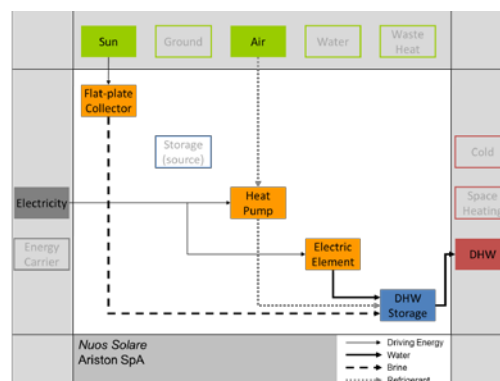
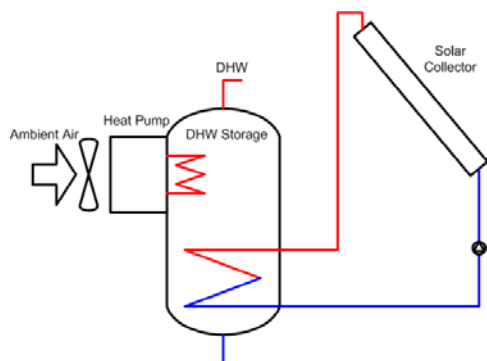


Figure 2: Simplified hydraulic scheme (left) and visualisation (right) of a solar heat pump system “Nuos Solare” by Ariston Thermo SpA. The system is exclusively designed for the heating of DHW. It features a flat-plate collector and a direct-evaporating air source heat pump with its condenser immersed in a DHW storage.

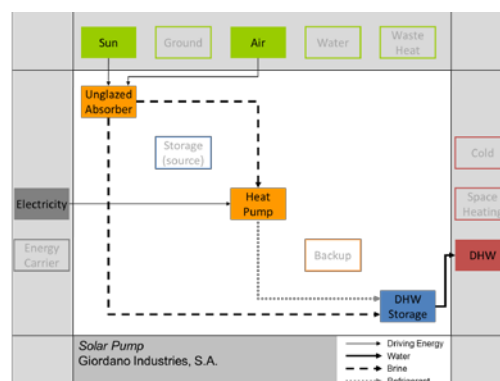
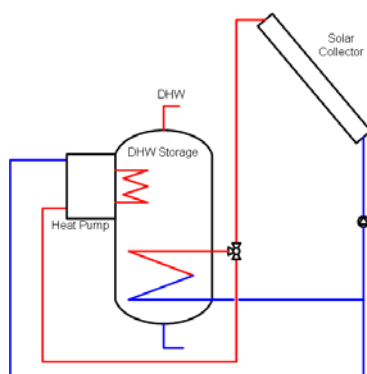


Figure 3: Simplified hydraulic scheme (left) and visualisation (right) of a solar heat pump system “Solar Pump” by Giordano Industries, S.A.. The system is exclusively designed for the heating of DHW. It features an unglazed collector and a heat pump with its condenser immersed in a DHW storage.

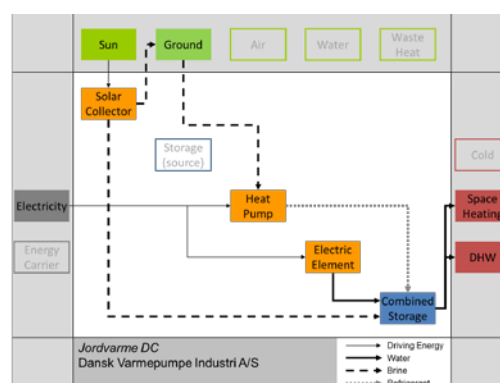
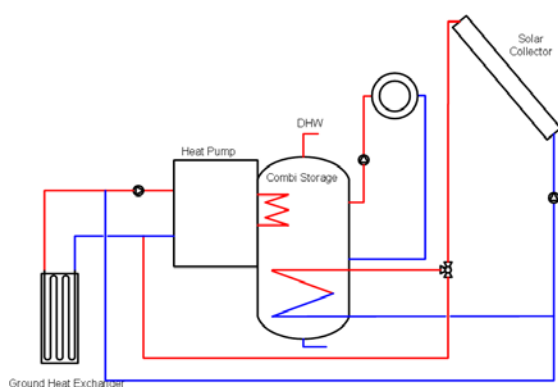


Figure 4: Simplified hydraulic scheme (left) and visualisation (right) of a solar heat pump system “Jordvarme DC” by Dansk Varmepumpe Industri A/S. The system is designed for DHW preparation as well as space heating (symbol of two concentric circles). It features an unspecified collector and a heat pump with its condenser immersed in a combined storage tank.

In the figures above, the presented visualisation scheme is applied to typical system concepts. Here, a hydraulic scheme is used as well, considerably simplifying any hydraulics and ignoring the application of backup heating elements. The comparison between the figures gives an impression of the visualisation method's capability. As an additional finding,

it can be seen that the arrangement defined above results in energy flows mostly in left-to-right and up-down directions, though of course, the variety of combinations results in exceptions.

3.3 Denotation Scheme

With the exception of backup heating, the information comprised in the visualisation schemes in Section 3.2 can also be denoted in letters with the abbreviation code shown in Table 2 and the convention that the sources and sinks of the solar collector (S) and the heat pump (HP) are indicated with superscripts (sources) and subscripts (sinks) around the abbreviation SHP which stands for solar heat pump:

sources **SHP** *sources*
sinks **SHP** *sinks*

Table 2: Abbreviations used for transferring the system information into a letter code

S	solar collector	Air	air	srS	source-side storage
HP	heat pump	G	ground	skS	sink-side storage
Sol	solar irradiation	W	ground water	SH	space heating (directly)

With this way of notation, the systems shown in Section 3.2 would be denoted as follows:

“Nuos Solare” by Ariston Thermo SpA	Figure 2	<i>Sol</i> SHP <i>Air</i> <i>skS</i> SHP <i>skS</i>
“Solar Pump” by Giordano Industries, S.A.	Figure 3	<i>Sol, Air</i> SHP <i>S</i> <i>skS, HP</i> SHP <i>skS</i>
“Jordvarme DC” by Dansk Varmepumpe Industri A/S	Figure 4	<i>Sol</i> SHP <i>G</i> <i>skS</i> SHP <i>skS</i>

Such a formalised notification scheme allows a further use as base for simplified performance calculations for solar heat pump systems.

3.4 Simplified Notation and Classification

For the scope of this report, the system concepts are defined by the way the heat pump and the solar subsystem interact. Typically (cf. Freeman et al. 1979, Citherlet et al. 2008), the following distinction is made:

- Collector and heat pump independently supply useful energy (space heating and/or DHW), usually via one or more storages. This configuration is denoted as “parallel”.
- The collector acts as a source of the heat pump, either as exclusive or as additional source, and either directly or via a buffer storage. This configuration is denoted as “serial”.

A third concept shall be used here, namely the use of solar energy to “regenerate” the actual source of the heat pump, usually ground, which is comprehensively described and examined

by Kjellson (2009). The regenerative approach could possibly be regarded as a subset of the serial concept. There are conceptual and operational differences, though: Regenerative operation is usually applied to improve or at least to maintain the quality of the ground source for long time scales or merely to prevent solar collector stagnation (cf. Hartmann and Schwarzbürger 2009). Consequently, regenerative operation usually occurs in summer, when highest solar availability and lowest heating demand concur, i.e., when the heat pump is off. Many systems were found on the market indeed featuring a regenerative mode explicitly, partially without an intended serial mode. The objection that the regenerative concept is presented neither by Freeman et al. nor by Citherlet et al. can obviously be explained by the fact that only non-regenerable air-source heat pump systems were examined then.

Nevertheless, it was realised within these publications that concepts can be combined within one system, or in other words, that parallel and serial arrangements do not exclude each other. The counting of all possible combinations of the three proposed options – while ignoring permutations, redundancies and the trivial case of “none” – results therefore in 7 concepts. Cooling functions of SHP systems are not represented by this approach, though they might provide regenerative effects as well.

If we use P (parallel), S (serial or source) and R (regeneration) as abbreviations for the options, and if we put the abbreviation SHP for “Solar Heat Pump” in front to indicate the subject of classification and to add recognition value, we get categories like:

- SHP/P (cf. Figure 2)
- SHP/P,S (cf. Figure 3)
- SHP/P,R (cf. Figure 4)
- etc.

4 Comparative Analysis of Market-Available Systems

The basis of the presented analyses is formed by 135 combined solar thermal heat pump systems, provided by 88 companies from 11 countries.

4.1 Methods

The presented and analysed systems were surveyed between October 2011 and September 2012 by members of 10 research institutions participating in Task 44 / Annex 38 (see title page). This means that companies were preferably searched and contacted by native speakers being at the same time proven experts in the field of modern heating technology. Like all activities of Task 44 / Annex 38, the market survey and the subsequent analyses are limited to SHP systems that are equipped with electrical-driven heat pumps and designed for DHW preparation and/or residential space heating. Cooling functions are documented as supplementary information only.

In principle, any heat pump can be combined with any solar thermal collector. Therefore, only those companies were taken account of which genuinely provide at least one of the main components, i.e. solar collector, heat pump, storage(s) and/or controller. Research projects are also ignored; gigantic numbers of individual SHP systems would accumulate otherwise.

To ensure comparability, the characteristics of each SHP system were documented in a harmonised way on two-sided fact sheets, including data on the overall concept, hydraulics,

dimensioning and system control, as well as technical specifications mainly of the collector, heat pump and storage(s). Most data are derived from online or print sources, though personal contact to representatives of the companies could be established in most of the cases, enabling interviews. Anyhow, it is clear that the correctness of the retrieved information cannot be checked systematically and independently. Moreover, completeness cannot be claimed. The fact that the majority of identified companies originates from countries¹ officially participating in Task 44 / Annex 38 might possibly be explained by the barrier of language, resulting in certain countries erroneously being underrepresented or even unrepresented.

It has to be noted that in the following analyses, all systems are treated equally, i.e., without respecting the number of installations. Respecting the number of installations for each system would certainly lead to quite different results. The data base is incomplete here, but when it comes to market penetration, most conventional approaches – as can be expected – outnumber the less classical configurations. Finally, it is pointed out that, due to imperfect data collection, the sample size is not necessarily constant throughout this paper. From the 88 researched companies, for example, all appear in Figure 5 but only 60 in Figure 6. But as all figures are labelled with absolute numbers, the sample size can easily be calculated if desired.

The aspects to be analysed were already presented in Table 1. Certain surveyed aspects will not be examined here. The reason is that their application turned out to be most flexible, and thus hardly comparable, comprising:

- additional heat generators, i.e. back-up components like electric heating elements, gas-fuelled boilers or wood stoves; sometimes offered optionally and almost always diversified regarding type, number and way of integration,
- storage characteristics, e.g. number and function; separated storages for space heating and DHW can be chosen for most systems as well as combined storages, and
- the dimensioning of any components, e.g. nominal heating capacity, collector area and storage volume; these are too flexible to be specified for comparative analyses.

It is clear that many companies offer more than one system. So, in conjunction with the discussion on parameters to be analysed, the question arises which parameters are defined as being distinctive. Within the scope of the survey, either a different concept (cf. Section 4.4) or a different source of the heat pump (cf. Section 4.5) justifies a “distinguishable” system. It has to be accepted that this decision is to some extent arbitrary. Depending on the reader, the collector type or the refrigerant used within the heat pump might be regarded as more important, and a consideration of these aspects would unquestionably result in a multiple of “distinguishable” systems.

4.2 Surveyed Companies

As it can be seen in Figure 5, most of the surveyed companies are based in Germany (48 %) or Austria (19 %). Only a minority of all companies, however, restricts their market to one or two countries. The strong majority distributes their systems in three or more specified countries, even beyond those already named below, e.g. to Croatia or to Greece. Being available “in Europe” or “worldwide” was claimed less frequently.

¹ confer Figure 5; all presented countries except of Sweden and China officially participate in Task 44 / Annex 38

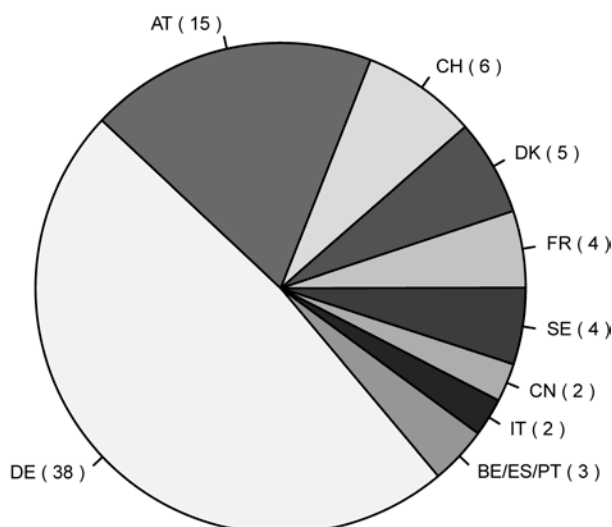


Figure 5: Surveyed companies by country

Figure 6 shows that most companies entered the SHP market in recent years. It has to be noted that systems withdrawn from the market before or during the time the survey was conducted are ignored. Few are known to the authors, and it is estimated that their complete number is rather small.

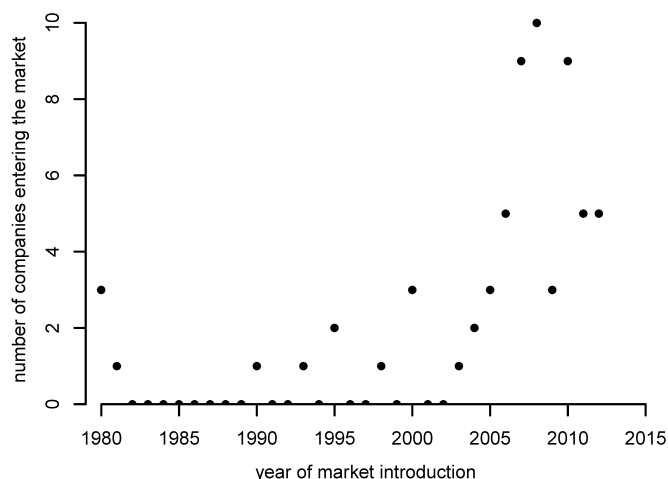


Figure 6: Companies entering the market of solar heat pump systems (The oldest system offered by each company is used as indicator, provided that it is still marketed today.)

4.3 System Functions

The main functions for SHP systems, especially for residential applications, are space heating and the preparation of DHW. Figure 7 shows that both of these functions are featured in most cases. In contrast, few market-available systems are exclusively designed for DHW preparation. The fact that all Chinese systems and significant shares of the systems originating from the Mediterranean countries (France, Italy, Spain) are included within the latter is identified as strong indicator for market-specific and climate-specific system layout. Regarding the technical design, these “DHW only” systems can be divided into two groups: Roof-top thermosyphon constructions backed-up by an (air-source) heat

pump appear to be representative for China. In Europe, in contrast, storage and (often exhaust-air) heat pumps are typically installed indoors as one integrated unit, with the condenser of the heat pump immersed in the storage tank or coiled around it.

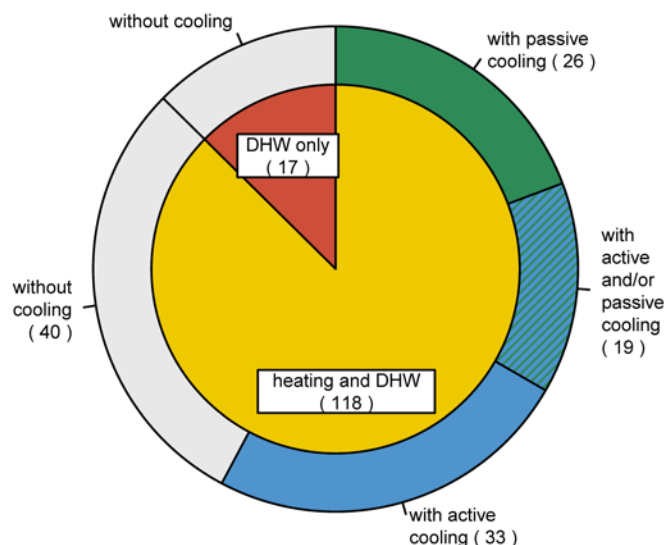


Figure 7: Surveyed systems by function

Space cooling functions were surveyed supplementary. Interestingly, more than half of the systems (58 %) are capable of “active” cooling via heat pump operation and/or “passive” cooling via ground or water source, also known as “free” or “natural” cooling. As it is seen in Figure 7, this applies only to systems that already offer space heating.

It appears that air/air heat pumps, as popular as they might be for residential cooling and sometimes also heating purposes, are not combined with solar thermal systems. Instead, hydronic distribution is applied without exception. Here, floor-heating systems are repeatedly recommended though rarely defined as mandatory.

As to the DHW preparation, modern hygienic approaches are found to be popular, given by internal heat exchangers (20 % of the systems), e.g. corrugated pipes, by external fresh water stations (24 %) or by either solution to be selected (additional 7 %). Austrian companies offer such technologies much above average.

4.4 System Concepts

The classification approach introduced in Section 3.4, applied to the surveyed systems, results in a fragmentation that is shown by Figure 8.

The “parallel only” concept, which is simpler in design, installation and control, clearly dominates (61 %). SHP systems with “serial only” (6 %) or “regenerative only” concepts (1 %) are rare. Most impressively, concepts with any combination of parallel, serial and/or parallel modes amount to no less than 33 %.

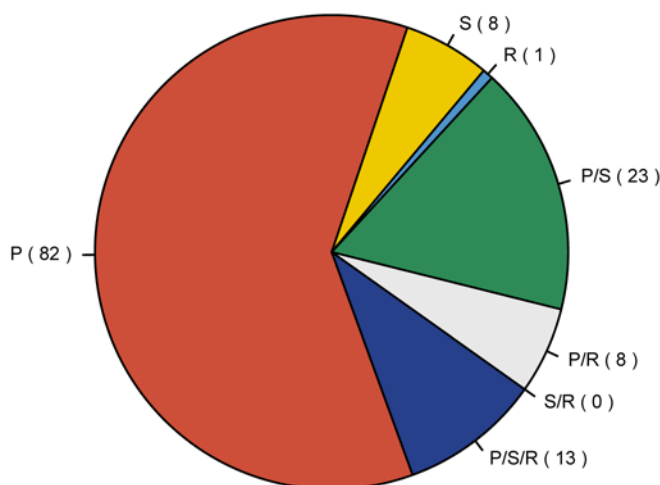


Figure 8: Surveyed systems by concept

4.5 Heat Pump Characteristics – Energy Sources

Leaving aside air/air heat pumps mainly used for space cooling in Mediterranean countries, it can be said that ambient air and ground are the most common sources for heat pump installations in Europe, while water and exhaust air cover smaller shares (cf. Nowak and Murphy 2011). Though not recorded by such statistics, Figure 8 demonstrates that energy converted by solar collectors is repeatedly utilised as a source, i.e. the serial concept and its variations. It becomes clear that even the “serial-only” concept allows other possible sources within the same system.

Regarding the classical sources, Figure 9 illustrates that either pure air-source or pure ground-source heat pumps together are applied in half of the surveyed systems, namely 27 % and 23 %, respectively. Water (9 %) or exhaust air (2 %) are utilised as a source in few systems. Commercial SHP systems with waste-water or other sources appear untraceable.

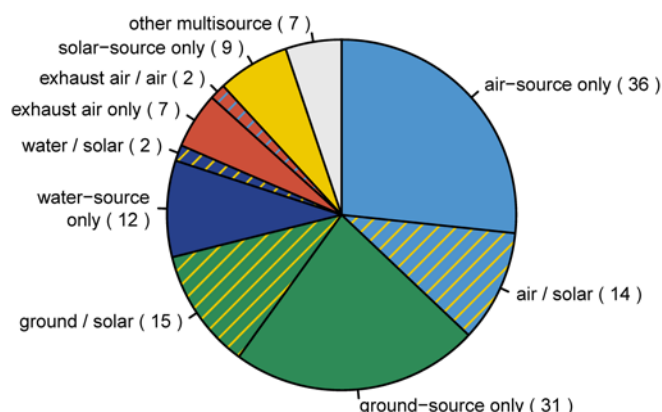


Figure 9: Surveyed systems by source

Systems using solar energy as the sole source amount to 7 %. For a further 23 %, solar energy is used in addition to other conventional sources (air, ground or water). Such multi-source systems require technical solutions which can be split into two groups, external and internal ones. The former refers to modified hydraulics between solar subsystem and heat

pump, e.g. by heat exchangers between solar loop and ground-source loop or even by joint brine loops. Thus, conventional heat pumps and solar collectors can be used. The latter means that either the heat pump or the solar collectors are specifically designed to be integrated within serial SHP systems. Though this approach is rare, offered by not more than 6 companies, it comprises the most alternative solutions, including:

- multi-source evaporators (two evaporators within one refrigerant cycle),
- directly-evaporating solar collectors (with refrigerant as circulating fluid for the solar loop), and
- hybrid collectors (the solar thermal collectors includes also the ambient air unit with integrated fan or other “active” technology).

4.6 Collector Types

Within the conducted survey, the collector type was chosen as the most significant parameter to compare the applied solar subsystem. The results are shown in Figure 10. Questions on additional characteristics – e.g. regarding the circulating fluid, material, operational modes, Solar Keymark certification or handling of stagnation – were answered incomprehensively, and thus, these parameters cannot be presented in comparative form.

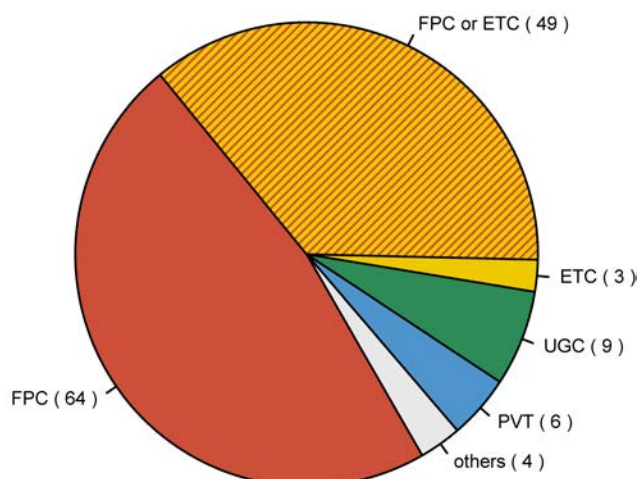


Figure 10: Surveyed systems by collector type

Flat-plate collectors (FPC) are stipulated in nearly half of the systems (47 %), whereas evacuated tube collectors (ETC) are essential only in the fewest cases (2 %). Instead, the choice between these two types is frequently left open, i.e. affected by the conditions on-site as well as the preferences of client and installer (36 %). Uncovered or unglazed collectors (UGC) are found repeatedly (7 %), mainly in specific applications (cf. Section 4.7). Recently developed photovoltaic-thermal (PVT) collectors are found only in few market-available SHP systems (4 %), according to this survey for the first time in 2011.

4.7 Cross Analysis between Collector Type and System Concept

When compared to flat-plate and evacuated tube collectors, photovoltaic-thermal and unglazed collectors are efficient only at low temperatures and thus inefficient for space heating and even more for the preparation of DHW. Independently, from the basics of heat pump technology, it is known that the source temperature for residential heating applications is relatively low – though at the same time desired to be as high as possible, given the

conditions at site. The logical reasoning out of these observations would be that, if installed within SHP systems, UGCs and PVT collectors are preferably applied to concepts with serial and/or regenerative character while FPCs and ETCs are favoured for parallel concepts.

The acquired data (cf. Figure 8 and Figure 10) allows verification by means of correlation. Figure 11 is a bubble plot with discrete values in all dimensions. The labelling for the collector types is given in accordance to Section 4.6, for the system concepts in accordance with Section 3.4. The area of each bubble is proportional to the number of respective systems.

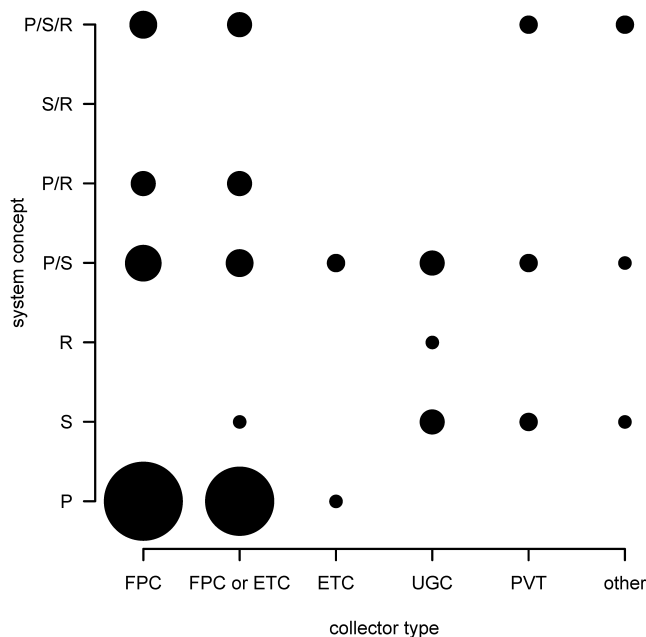


Figure 11: Surveyed systems correlated by collector type and system concept

FPCs and ETCs preponderate within the “parallel-only” concept and all of its combinations. In contrast, UGCs and PVT collectors are never applied to “parallel-only” concepts but dominate both “serial-only” and “regenerative-only” concepts. This last insight is especially interesting, given the fact that FPCs or ETCs are found in 86 % of the systems in total. All in all, it is evident that the marketed systems mirror the theoretical considerations given above.

5 Relevance and market penetration – illustrated with the example of Germany

This section deals with the question to which extent SHP penetrated the market, or in other word, how many SHP systems are installed, either in absolute numbers or relative to conventional, i.e. non-solar heat pump systems.

Unfortunately, such numbers are not monitored systematically, either on national or on international level. Separated numbers, without information about possible combinations, are well-established for both heat pumps and solar thermal collectors. For example, the European Solar Thermal Industry Federation ESTIF covers European solar thermal markets in great detail, and its comprehensive statistics are available online. Similarly, the European Heat Pump Association EHPA presents the development of European heat pump markets,

though for members only. However, neither of these or other institutions deals with combination.

Furthermore, the manufacturers of heating equipment present their numbers carefully. In personal communications to the authors, they typically state that between 5 and 10 % of the produced heat pumps are installed with a solar thermal combination. A company distributing products as separated units instead of system solution is usually not able to provide any numbers. Partly, companies are not willing to state any numbers, which has of course to be accepted.

Nevertheless, some other indicative values can be presented here, only referring to the German market. There are two reasons why Germany is chosen here. First, it is shown Section 4.2 that its market is most considerable compared to any other monitored country. Second, it is the only country where data was available at all, aggregated by three independent institutions. The results are explained in the following:

- The Federal Office of Economics and Export Control (Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle BAFA): Among other activities, this office promotes renewable energies by means of subsidisation. If a heat pump is installed in combination with a solar thermal system, an additional “combination bonus” can be granted, introduced in 2008. Since then, about 11 % of the supported heat pump installations also received the combination bonus (BAFA 2012). It has to be noted that BAFA subsidies are only applicable to renovation projects of certain size, and only upon application. Thus, less than a quarter of the German heat pump or solar thermal market is covered.
- Institut Wohnen und Umwelt (IWU) and Bremer Energie Institut (BEI): These institutes used a method where 7500 questionnaires were answered by building owners or property managers in 2009. After evaluating and scaling-up of these data, it is found that heat pumps are installed in about 1.5 % of about 18 million residential buildings in Germany. SHP systems exist in about 0.4 % of the buildings, or in other words, 26 % of the heat pumps are installed in a solar thermal combination. Information regarding the statistical uncertainties can be found in the report (IWU 2010).
- The Institute for Heating and Oil Technology (Institut für Wärme und Oeltechnik IWO): This institute conducts a yearly survey with about 1000 heating installation companies, asking for the numbers of installations of typical heat generators, and for the combination with solar thermal energy in particular. Both new buildings and renovation projects are covered. According to these surveys between 2008 and 2011, among 20 and 27 % of the electrical-driven heat pumps were combined with solar thermal systems (IWO 2012).

6 Conclusions and Outlook

In this report, approaches for the analysis, representation and categorisation of solar heat pump systems were presented. They are based on scientific literature and the analysis of market-available systems. Three complementary elements were elucidated:

- a simplified graphical system representation used as qualitative analysis tool,
- a notation scheme, and
- a categorisation approach.

The last approach with its 7 categories can be applied to all solar heat pump systems known today and also to future systems. Unlike former approaches, its categories do not exclude each other. It is therefore meant to replace former descriptions.

Within a market survey carried out by participants from several countries, 135 market-available SHP systems were identified. Most companies offer “conventional” systems with FPCs in parallel arrangement for both space heating and preparation of DHW. Still, manifold alternatives are found for each analysed parameter.

As a main result of this survey, many technological and market-specific particularities of SHP systems are identified. For example, the fact that all Chinese systems and significant shares of the systems originating from the Mediterranean countries are designed for DHW preparation without space heating is identified as strong indicator for market-specific and climate-specific system layout.

Probably the best example regarding the system design is the extensive usage especially of unglazed collectors in serial concepts. Here, it is evident that the industry follows theoretical considerations both in ecology and economy. This approach is, by definition, infeasible for non-solar heat pumps system as well as for solar heating systems combined with any fossil fuel heating.

As additional result of this survey, the need for flexible performance figures and testing methods becomes visible. It was, for example, shown that serial or more complex configurations are widely distributed in Europe, which is ignored by today's standards. In these cases, solar energy is extensively used as source energy for the heat pump though not directly as useful energy. The application of PVT collectors in market-ready systems is a rather young trend. Consequently, assessment methods are required taking into account the energy both consumed from and fed-in to the grid, similar to cogeneration systems.

Based on these results, performance figures as well as monitoring concepts can be developed to assess existing and even future systems. For example, it may be found that certain concepts are in general less efficient or that increased technical complexity required for some configurations does not result in a corresponding increased performance.

The trend shown in Figure 6 suggests that further companies will enter the market of SHP systems soon. Furthermore, even systems offered today may be subject to changes in system concept or its components. The introduction of PVT collectors and the choice of refrigerants are examples. The dynamic history should remind the readers that the situation as presented in this report is merely a snap-shot.

7 Bibliography

BAFA Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle, „Marktanreizprogramm – geförderte Anlagen“, 2012, unpublished

Berner, J., „Wärmepumpe und Solar. Solarenergie den Vortritt lassen“, Sonne Wind & Wärme 35 (8), 2011, 182-186

Citherlet, S., Bony, J., Nguyen, B., “SOL-PAC: Analyse des performances du couplage d’une pompe à chaleur avec une installation solaire thermique pour la rénovation – Rapport final”, Haute Ecole d’Ingénierie et de Gestion du Canton de Vaud (HEIG-VD). Laboratoire d’Energétique Solaire et de Physique du Bâtiment (LESBAT), 2008, Yverdon-les-Bains, Switzerland

Frank, E., Haller, M., Herkel, S., Ruschenburg, J., “Systematic classification of combined solar thermal and heat pump systems”, Proc. of the International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, 2010, Graz, Austria

Freeman, T L., Mitchell, J W., Audit, T E., "Performance of combined solar-heat pump systems", Solar Energy 22 (2), 1979, 125-135

Hartmann, F., Schwarzbürger, H., „Systemtechnik für Wärmepumpen. Solar- und Umweltwärme für Wohngebäude“, Hüthig & Pflaum Verlag GmbH & Co. Fachliteratur KG, 2009, Munich/Heidelberg, Germany

Henning, H.-M., Miara, M., „Kombination Solarthermie und Wärmepumpe – Lösungsansätze, Chancen und Grenzen“, Wittwer, V. (Ed.), Proc. of the 19. Symposium Thermische Solarenergie, 2009, Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut (OTTI), Bad Staffelstein, Germany

IWO Institut für Wärme und Oeltechnik, „Anlagenbaubefragung 2008-2011. Solaranteile in Modernisierung plus Neubau“, 2012, Hamburg, Germany

IWU Institut Wohnen und Umwelt (Diefenbach, N., Cischinsky, H., Rodenfels, M.) and Bremer Energie Institut BEI (Clausnitzer, K.-D.), „Datenbasis Gebäudebestand – Datenerhebung zur energetischen Qualität und zu den Modernisierungstrends im deutschen Wohngebäudebestand“, 2010, Darmstadt, Germany

Kjellson, E., "Solar collectors combined with ground-source heat pumps in dwellings", Ph.D. thesis, 2009, Lund University, Sweden

Müller, H., Trinkl, C., Zörner, W., „Kurzstudie Niederst- und Niedertemperaturkollektoren“, 2008, Hochschule Ingolstadt (Institut für Angewandte Forschung), Ingolstadt, Germany

Nowak, T., Murphy, P., "Outlook 2011. European Heat Pump Statistics", 2011, The European Heat Pump Association EEIG (EHPA), Brussels, Belgium

Tepe, R., Rönnelid, M., "Solfångare och värmepump: Marknadsöversikt och preliminära simuleringsresultat", 2002, Centrum för Solenergiforskning, Solar Energy Research Center, Högskolan Dalarna, Borlänge, Sweden

Trojek, S., Augsten, E., „Solartechnik und Wärmepumpe. Sie finden zusammen“, Sonne Wind & Wärme 33(6), 2009, 62-71

Annex A – Evaluated Companies

3s Swiss Solar Systems AG

Airwell Deutschland GmbH

Alpha-InnoTec GmbH

Aquasol Solartechnik GmbH

Ariston SpA

August Brötje GmbH

BioEnergieTeam GmbH

Bosch Thermotechnik GmbH

C. Bösch GmbH

Capito GmbH & Co. KG

Ochsner Wärmepumpen GmbH

Orange Energy GmbH & Co. KG

Prosolar Fertigungstechnik GmbH & Co. KG

ratiotherm Heizung + Solartechnik GmbH & Co. KG

Rehau AG + Co

Remko GmbH & Co. KG

Rennergy Systems AG

Rheinzink GmbH & Co. KG

Rotex GmbH

Roth Werke GmbH

Clivet SpA	Sanpone New Energy Technology Co., Ltd.
Consolar Solare Energiesysteme GmbH	Schüco International KG
Daikin Europe N.V.	Siko Solar GmbH
deematrix GmbH	SmartHeat Deutschland GmbH
Drexel und Weiss GmbH	Sofath-BDR Thermea Group B.V.
DVI A/S	Solar Power Austria
Elcotherm AG	Soltex Solar-Wärmepumpen-Kopplungen
Energie Est, Lda	Soltop Schuppisser AG
Energie Solaire SA	SOLution Solartechnik GmbH
EnergyPanel S.L.	Solvis GmbH & Co. KG
Evi Heat AB	Sonne3 GmbH
Giordano Industries, S.A.	Sonnenkraft Österreich Vertriebs GmbH
Glen Dimplex Deutschland GmbH	Stiebel Eltron GmbH & Co. KG
Green Products GmbH	Thermic Energy RZ GmbH
Grünenwald AG	Thermo Solar AG
Guangdong Vanward New Electric Co., Ltd.	Thorens Energies
Harreither GmbH	Tritherm
Hautec GmbH	Thorén TRN Värmepumpar AB
Heliopac SAS	Vaillant Deutschland GmbH & Co. KG
Heliotherm Wärmepumpentechnik GmbH	Vesttherm A/S
Herz Energietechnik GmbH	Viessmann Werke GmbH & Co. KG
Hoval GmbH	Walter Bösch GmbH & Co. KG
Icopal Danmark A/S	Walter Meier (Klima Schweiz) AG
IDM-Energiesysteme GmbH	Waterkotte GmbH
Immosolar GmbH	Westfa Vertriebs- und Verwaltungs-GmbH
isocal HeizKühlsysteme GmbH	Wolf GmbH
Kioto Clear Energy AG	Viessmann Werke GmbH & Co. KG
Max Weishaupt GmbH	Walter Bösch GmbH & Co. KG
MHG Heiztechnik GmbH	Walter Meier (Klima Schweiz) AG
Milö- & Varmitek AB	Waterkotte GmbH
Nibe AB	Westfa Vertriebs- und Verwaltungs-GmbH
Nilan A/S	Wolf GmbH
Nordic Energy Group ApS	

IWT-TETRA 110183: Zongekoppelde Warmtepompsystemen ZON-WARM

Eindverslag Werkpakket 4: Modellerings geselecteerde systeemconfiguraties

- WP4T1:Parameteranalyse
- WP4T2:Dimensioneringsrichtlijnen

Auteurs:

Leen Goovaerts
Dries Van Aken
Jan Verheyen
John Veeken

Redactie:

Maarten Sourbron

© Copyright KU Leuven

Zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van zowel de auteur(s) als de redacteur(s) is overnemen, kopiëren, gebruiken of realiseren van deze uitgave of gedeelten ervan verboden. Voor aanvragen tot of informatie i.v.m. het overnemen en/of gebruik en/of realisatie van gedeelten uit deze publicatie, wend u tot KU Leuven Campus De Nayer, Jan De Nayerlaan 5, B-2860 Sint-Katelijne-Waver, +32 15 31 69 44 of via e-mail iiw.thomasmore.denayer@kuleuven.be. Voorafgaande schriftelijke toestemming van de redacteur(s) is eveneens vereist voor het aanwenden van de in dit rapport beschreven (originele) methoden, producten, schakelingen en programma's voor industrieel of commercieel nut

Inhoudstafel

1	Taakbeschrijving (uit projectaanvraag)	3
1.1	Taak 1 (WP4T1): Parameteranalyse	3
1.2	Taak 2 (WP4T2): Dimensioneringsrichtlijnen	3
2	Parameteranalyse en verbeterde basisconfiguratie	4
2.1	Basisgegevens voor de simulatie-analyse	4
2.1.1	Gebruikte software.....	4
2.1.2	3 systeemconfiguraties.....	4
2.1.3	Bodemkarakteristiek	4
2.1.4	Gebouwen	6
2.1.5	Verwarmingssysteem	6
2.1.6	Warm water profiel	6
2.1.7	Buffervolume sanitair warm water	7
2.1.8	Buffervolume ruimteverwarming (indien aanwezig)	7
2.1.9	Warmtevermogen warmtepomp	7
2.1.10	Bronvermogen van de warmtepomp	8
2.1.11	Dimensionering van de bron	8
2.1.12	Thermische zonnecollector	8
2.1.13	Dimensies van de zonwarmtepomp-installaties	9
2.2	Parametervariaties	9
2.3	Resultaten van de parameteranalyse.....	10
2.3.1	Verschil tussen SYS-REF, SYS-COMBI en SYS-REG.....	10
2.3.2	Invloed collectoroppervlakte SYS-REF.....	11
2.3.3	Invloed collectoroppervlakte SYS-COMBI	13
2.3.4	Invloed buffervolume SYS-REF	14
2.3.5	Invloed buffervolume SYS-COMBI.....	15
3	Dimensioneringsrichtlijnen	16
4	Bijlage 1: Gedetailleerde ontwerp-procedure voor de gesimuleerde zonwarmtepomp-installaties	17

1 Taakbeschrijving (uit projectaanvraag)

Op basis van de basisconfiguratie uit WP3T2 dient een parameteranalyse uitgevoerd te worden en de configuratie geoptimaliseerd. Uitgaande van deze optimale configuratie en berekeningsmethoden uit WP2T1 worden dimensioneringsrichtlijnen voorgeschreven.

1.1 Taak 1 (WP4T1): Parameteranalyse

Type : onderzoeksactiviteit

Uitgaande van een belastingspatroon van een courante woning met standaard bezetting (vast te leggen door de projectmedewerkers) wordt een parameteranalyse uitgevoerd op de basisconfiguratie. Door bepaling van de invloed van alle parameters (grootte systeemcomponenten, instelling- en regel-parameters,...) kan een optimale configuratie bekomen worden. Streefdoel van deze optimalisatie is een minimaal primair energieverbruik (en dus ook CO₂-uitstoot) gekoppeld aan economische randvoorwaarden.

Voor de parameteranalyse wordt voornamelijk geopteerd voor een detailsimulatiepakket (Polysun, TSOL/WP-SOL,...), waarin meerdere bestaande configuraties voldoende gedetailleerd gesimuleerd kunnen worden. Eventueel kan ook gekozen worden voor een dynamisch simulatiepakket (Trnsys, E+,...), waarin de gebruiker meer vrijheid heeft, maar deze pakketten vereisen een langere studie alvorens men correct kan simuleren. Eventuele “nieuwe” configuraties kunnen met deze pakketten gesimuleerd worden.

Resultaat:

- **sensitiviteit van de verschillende parameters**
- **optimale basisconfiguratie**

1.2 Taak 2 (WP4T2): Dimensioneringsrichtlijnen

Type : onderzoeksactiviteit

Ontwerpers, installateurs,... hebben nood aan bruikbare ontwerpberekeningen van de mogelijke installatiecomponenten op zich, maar ook van de volledige configuratie. Deze taak bestaat er dan ook in, de bestaande berekeningsmethoden van de componenten te inventariseren en te combineren tot één geheel. Mogelijke berekeningsmethoden zijn te vinden in voorgaande projecten uitgevoerd aan Lessius Mechelen Campus De Nayer en moeten worden nagekeken op hun relevantie bij de koppeling van warmtepompen met zonthermische systemen. Voor de resterende componenten moet de gepaste methodiek opgezocht/opgesteld worden.

Resultaat: dimensioneringsrichtlijnen “koppeling zonthermie/warmtepomp”

2 Parameteranalyse en verbeterde basisconfiguratie

2.1 Basisgegevens voor de simulatie-analyse

De simulatie-analyse werd uitgevoerd op basis van de gegevens en parameters die overeengekomen waren in het IEA-SHC task 44 / HPP annex 38-project 'Solar and Heat Pump systems'

(<http://task44.iea-shc.org/>) (zie ZonWarm_Eindverslag_WP0). Binnen dit consortium van onderzoeksgroepen zijn gelijke randvoorwaarden afgesproken om de simulatieresultaten van iedere groep vergelijkbaar te maken.

De zonwarmtepomp-installatie moet warmte leveren voor ruimteverwarming (RV) en voor sanitair warm water (SWW).

In grote lijnen volgt hier het overzicht (meer details zijn te vinden in de Engelstalige bijlage).

2.1.1 Gebruikte software

Polysun version 7.0 [Vela Solaris; 2014]

2.1.2 3 systeemconfiguraties

De 3 zonwarmtepomp-installaties uit Figuur 1 zijn gesimuleerd. Op basis van de technologieverkenning, literatuurstudie (WP2) en de registratie van de technologische noden van de bedrijven (zie WP1), werden deze installatieschema's geselecteerd.

Voor het regeneratieschema moet vermeld worden dat de simulatieresultaten met enig voorbehoud moeten geïnterpreteerd worden, omdat onvoldoende geweten is hoe het bodem-model van POLYSUN omgaat met de regeneratie.

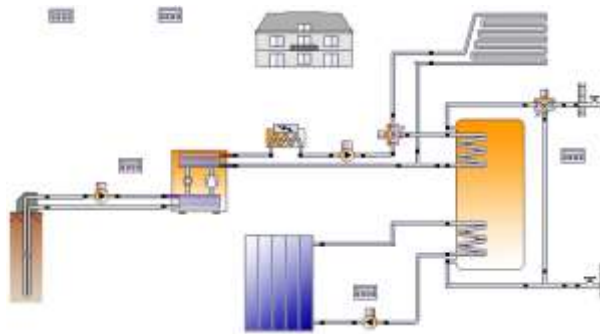
2.1.3 Bodemkarakteristiek

De bodemgegevens worden bepaald op basis van het Geotrainet handboek¹. Hier wordt uitgegaan van een uniforme bodemlaag met

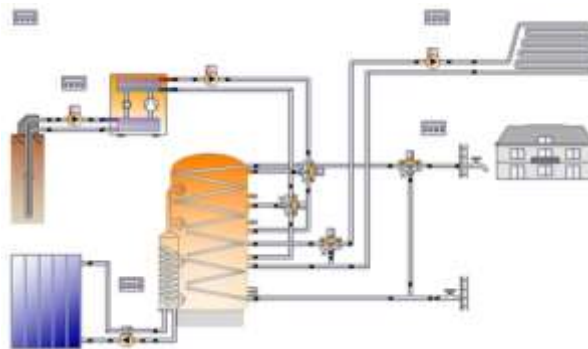
- een warmtegeleidbaarheid van 2 W/mK,
- een warmtecapaciteit van 800 J/kgK.

¹ McCorry M., Jones G.Ll. (eds); 2011; Geotrainet Training Manual for Designers of Shallow Geothermal Systems; Geotrainet, European Federation of Geologists; Brussels; 2011;

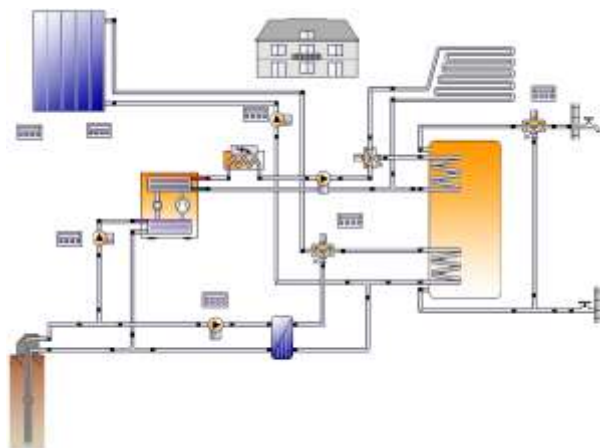
SYS-REF



SYS-COMBI



SYS-REG



Figuur 1: Zonwarmtepomp-installaties uit de simulatiestudie [Vela Solaris; 2014]²

² In de simulatie-code zijn andere benamingen gebruikt: SYS-REF=SYS2; SYS-REG=SYS3; SYS-COMBI=SYS1

2.1.4 Gebouwen

Drie versie van hetzelfde gebouw worden overgenomen uit T44:

- SFH15: passiefhuisstandaard (uiteindelijk net geen PH)
- SFH45: goede huidige standaard
- SFH100: niet-gerenoveerde woning

Basisparameters (resp. Voor SFH015, SFH045 en SFH100 als 3 parameters gegeven) :

- Vloeroppervlakte: 140 m²
- Volume: 390 m³
- Transmissie-oppervlak: 329 m²
- Verliescoëfficiënt wanden: 0.24; 0.36; 0.80 W/m²K
- Verliescoëfficiënt ramen: 1.0; 1.5; 3.0 W/m²K
- Luchtwisselingen: 0.4 ACH
- Verwarmingsvermogen: 20; 34; 63 W/m²
- Interne warmtewinsten: 6.5W/m² of 911W (continu)

Verdere parameters zijn te vinden in Bijlage.

2.1.5 Verwarmingssysteem

De volgende karakteristieken gelden:

- Afgiftesysteem SFH015 en SFH045: vergrote radiatoren op regime 35-30 (Polysun kan geen gebouwgeïntegreerd afgiftesysteem simuleren met een thermische massa)
- Afgiftesysteem SFH100: radiatoren op regime 55-45

De resulterende warmtevraag is:

- SFH015: 16 kWh/m² (net geen PassiefHuis standaard van 15kWh/m²)
- SFH045: 50 kWh/m²
- SFH100: 150 kWh/m²

OPMERKING: deze resultaten wijken iets af van de resultaten uit IEA-Task44 omdat deze gebouwen gesimuleerd werden met een klimaatbestand van Ukkel, terwijl dit voor IEA-Task44 voor Straatsburg was.

2.1.6 Warm water profiel

Het warm water verbruiksprofiel is overgenomen uit IEA-Task44 (details zie bijlage). Het is gebaseerd op een gemiddeld aftapvolume van:

- 140 liter per dag (koud water 10°C)
- 5.8 kWh per dag (2133 kWh per jaar)
- Dit komt overeen met 100 liter per dag aan 60°C (koud water 10°C)
- Het jaarprofiel wordt gecorrigeerd met een sinus-functie (amplitude 20%, max. op 9 februari)

2.1.7 Buffervolume sanitair warm water

Op basis van de richtlijnen van de Code van Goede Praktijk (voor een huishouden van 2,3 personen, het Belgische gemiddelde):

- $1.2 \times (\text{max. dagvolume} + 40\text{l}) = 260 \text{ l}$
- Geen extra zonne-volume is toegevoegd
- 54% zonnevolume; 46 % naverwarmingsvolume

Er wordt verondersteld dat de warmtepomp dit volume in 4 uur tijd moet kunnen opwarmen, wat een vermogen voor SWW oplevert van: $\dot{Q}_{SWW} = 3398 \text{ W}$.

2.1.8 Buffervolume ruimteverwarming (indien aanwezig)

De redenering is dat het RV-buffervolume moet de minimale 'uit'-tijd van de warmtepomp (hier 10min) kunnen overbruggen en moet dus gedurende 10 minuten het piek-warmtevermogen kunnen leveren:

- SFH015: 82 liter (2840 W @ $\Delta T = 5^\circ\text{C}$)
- SFH045: 137 liter (4780W @ $\Delta T = 5^\circ\text{C}$)
- SFH100: 128 liter (8868 W @ $\Delta T = 10^\circ\text{C}$)

2.1.9 Warmtevermogen warmtepomp

Het thermisch vermogen van de warmtepomp: $\dot{Q}_{\text{Warmtepomp}} = \max(\dot{Q}_{RV}, \dot{Q}_{SWW})$

Op basis van een warmteverliesberekeningen volgens EN12831 is \dot{Q}_{RV} :

- SFH015: 2840 W (20.3 W/m²)
- SFH045: 4780 W (34.1 W/m²)
- SFH100: 8868 W (63.3 W/m²)

$\dot{Q}_{SWW} = 3398 \text{ W}$ werd hogerop berekend.

Verder:

- Er wordt in basis geen rekening gehouden met de aanwezigheid van de zonnecollectoren
- Geen backup
- Als het vermogen voor RV (\dot{Q}_{RV}) kleiner is dan het vermogen (\dot{Q}_{SWW}) dat nodig is om het SWW-buffervolume in 4 uur tijd op te warmen, dan is \dot{Q}_{SWW} het ontwerpvermogen voor de warmtepomp

Dit levert als thermisch vermogen voor de warmtepomp:

- SFH015: 3398 W (24.3 W/m²) (= \dot{Q}_{SWW})
- SFH045: 4780 W (34.1 W/m²) (= \dot{Q}_{RV})
- SFH100: 8868 W (63.3 W/m²) (= \dot{Q}_{RV})

2.1.10 Bronvermogen van de warmtepomp

Het bronvermogen van de warmtepomp wordt berekend op basis van het boven vermelde afgiftevermogen en een optimistische COP-waarde (een hoge COP leidt tot een hoog aandeel van de bron in de totale energietoevoer naar de warmtepomp).

$$\dot{Q}_{bron} = \dot{Q}_{afgifte} \left(1 - \frac{1}{COP_{optimistisch}} \right)$$

Tabel 1: Optimistische COP-waarden voor de dimensionering van de bron (overgenomen uit Code van Goede Praktijk voor de toepassing van warmtepompsystemen in de woningbouw (VEA, 2005), p62)

Werkbladtabel voor stap 2.6: Optimistische richtwaarden* voor de COP op basis van afgiftetemperatuur en bron

Brontype	Aanvoertemperatuur afgiftesysteem:	
	35°C	40°C
Grondwater	5,8	5,2
Bodemwarmte	4,6	4,2
Buitenlucht	2,7	2,4

* Deze waarden zijn berekend op basis van een Carnot-rendement van 65% voor alle systemen, uitz. lucht 40% en gemiddelde brontemperatuur (10°C voor grondwater, 0°C voor bodemwarmte, -5°C voor lucht). Dit Carnot-rendement zelf is gebaseerd op testresultaten voor warmtepompen op grondwater en bodemwarmte en fabriekswaarden voor buitenlucht. We gaan hier liefst uit van optimistische richtwaarden omdat overschatting van de COP hier functioneel is, met name om de bron niet te onderdimensioneren.

2.1.11 Dimensionering van de bron

Voor een verticale bodemwarmtewisselaar: 50W/m boorlengte (aan te passen naar de lokale omstandigheden!)

2.1.12 Thermische zonnecollector

Dimensionering op basis van de eenvoudige rekenregel uit de Technische Voorlichting van WTCB³:

- 50 liter SWW-buffervolume per m² zonnecollector

Enkel vlakke plaat zonnecollectoren worden bekeken.

³ WTCB; 1999; TVN 212 leidraad voor de installatie van zonneboilers; Wetenschappelijk en Technisch Centrum voor het Bouwbedrijf; 2e uitgave; Brussel; juni 1999;

2.1.13 Dimensies van de zonwarmtepomp-installaties

Deze dimensioneringsstrategie leidt tot de volgende installaties:

Tabel 2: Parameters van de referentie-installaties

Gebouw	SFH015	SFH045	SFH100
Verliesvermogen RV (W)	2840 (20.3 W/m ²)	4780 (34.1 W/m ²)	8868 (63.3 W/m ²)
Volume RV-buffer (l) (10min \dot{Q}_{RV} leveren)	82	137	128
SWW profiel (% van T44-profiel)	100%	100%	100%
Volume SWW-buffer (l)	260	260	260
Temp. SWW-buffer (°C)	55	55	55
Opwarmvermogen SWW-buffer (W) (10°C-->55°C op 4u)	3398	3398	3398
Afgiftevermogen warmtepomp (W)	3398 (\dot{Q}_{SWW})	4780 (\dot{Q}_{RV})	8868 (\dot{Q}_{RV})
Lengte verticale bodem-WW (m) (@ 50W/m)	54	75	119
Opp. vlakke plaat collector (m ²)	5.2	5.2	5.2

2.2 Parametervariaties

Op basis van de vorige stappen werd voor elke basisconfiguratie een referentiesysteem opgebouwd. De parametersanalyse start met dit referentiesysteem is varieert:

- Voor de drie huizen SFH015, SFH045 en SFH100
- Voor de 4 systeemconfiguraties
- Voor de oppervlakte van de vlakke plaat collectoren: 50%-100%-200%
- Voor het SWW-buffervolume: 50%-100%-150%

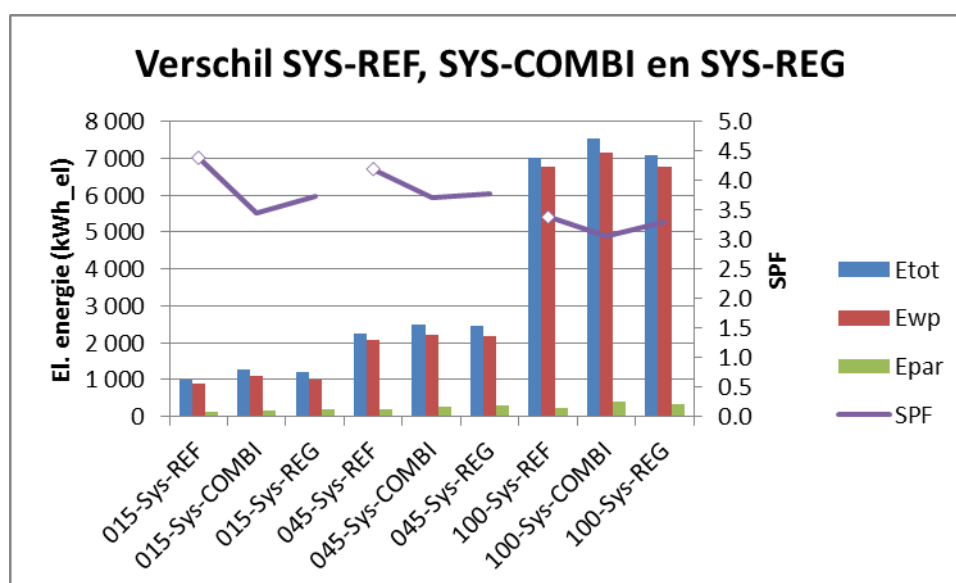
2.3 Resultaten van de parameteranalyse

2.3.1 Verschil tussen SYS-REF, SYS-COMBI en SYS-REG

De onderstaande tabel toont de simulatieresultaten met opslagvolume en zonnecollector-oppeervlakte zoals in de basisdimensionering.

Tabel 3: Vergelijking tussen SYS-REF, SYS-COMBI en SYS-REG (Etot=Totaal el. verbruik; Ewp=el. verbruik van de warmtepomp; Epar=el. verbruik van de circulatiepompen; Quse=warmtelevering aan het gebouw; SPF=Seasonal Performance Factor)

Verschil SYS (basisdimensionering)	Etot		Ewp		Epar		Quse		SPF	
015-Sys-REF	1 009		880		128		4422		4.38	
015-Sys-COMBI	1 264	25%	1 096	25%	168	31%	4 351	-2%	3.44	-21%
015-Sys-REG	1 194	18%	997	13%	197	54%	4 465	1%	3.74	-15%
045-Sys-REF	2 254		2 060		195		9 453		4.19	
045-Sys-COMBI	2 478	10%	2 202	7%	276	42%	9 205	-3%	3.72	-11%
045-Sys-REG	2 473	10%	2 175	6%	298	53%	9 316	-1%	3.77	-10%
100-Sys-REF	7 015		6 778		238		23 714		3.38	
100-Sys-COMBI	7 542	8%	7 145	5%	396	67%	23 119	-3%	3.07	-9%
100-Sys-REG	7 091	1%	6 773	0%	325	37%	23 340	-2%	3.29	-3%



Figuur 2: Vergelijking van de 3 basisinstallaties (Etot=Totaal el. verbruik; Ewp=el. verbruik van de warmtepomp; Epar=el. verbruik van de circulatiepompen)

SYS-REF (zonnecollectoren enkel voor SWW) heeft een lager energieverbruik Etot dan de twee andere installaties. Vooral bij de SFH015 woning is dit verschil groot: 25% en 18%. Bij de SFH015 woning ligt het aan een combinatie van het verbruik van de warmtepomp (Ewp) en van de circulatiepompen (Epar), bij de SFH045 en SFH100 vooral aan het hulpverbruik van de circulatiepompen (Epar).

Naast het verschillende parasitair verbruik, kan het verschil tussen SYS-REF en SYS-COMBI ook verklaard worden als het warmteverlies van het opslagvat vergeleken wordt (zie Tabel 4). De verliezen van het combi-opslagvat zijn 1,5 of meer keer groter dan het SWW-buffervat van SYS-REF (en ook SYS-REG).

Tabel 4: Vergelijking van de verliezen van het opslagvat

Verskil SYS (basisdimensionering)	Tank heat loss	Connections heat loss	Total storage heat loss	Diff. with SYS- REF
015-Sys-REF	211	193	404	
015-Sys-COMBI	308	675	983	143%
015-Sys-REG	198	185	383	-5%
045-Sys-REF	211	193	404	
045-Sys-COMBI	333	659	992	146%
045-Sys-REG	197	185	382	-5%
100-Sys-REF	211	193	404	
100-Sys-COMBI	376	711	1087	169%
100-Sys-REG	198	186	384	-5%

De SPF waarde van SYS-COMBI en SYS-REG zijn duidelijk lager dan de overeenkomstige waarde van SYS-REF. Dit geldt ook, zij het in mindere mate voor de SPF van de warmtepomp alleen (resultaat niet getoond). Voor de SFH015 woning is dit het meest uitgesproken, waaruit kan besloten worden dat voor goed geïsoleerde woningen complexere systemen, met meer hulpverbruik en warmteverlies, zwaarder wordt afgestraft.

Regeneratie heeft in deze resultaten geen positief effect, noch op de gehele installatie, maar ook niet op de prestatiefactor van de warmtepomp. Dit is onverwacht omdat het verhogen van de brontemperatuur normaal gezien een positief effect heeft op de prestatie van de warmtepomp. Hier moet echter wel bij vermeld worden dat we geen voldoende duidelijk beeld hebben op de werking van het bodemmodel om de waarde hiervan in te schatten.

In de volgende analyses zal SYS-REG ook niet verder worden opgenomen.

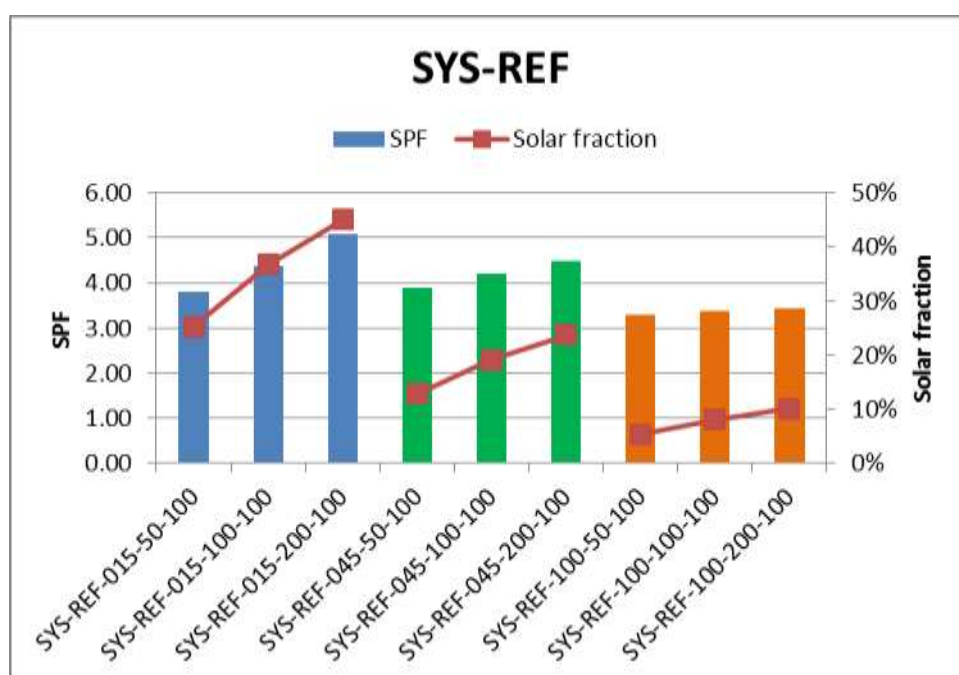
2.3.2 Invloed collectoroppervlakte SYS-REF

Voor SYS-REF lijkt de basisdimensionering van de zonnecollectoren een goede ontwerpkeuze. Verkleinen levert een duidelijke daling van de systeemprestatie en het verdubbelen een stijging, zij het iets minder dan de stap van 50% naar 100% van de basisdimensionering.

Verder is het duidelijk dat het toepassen van zonnecollectoren op het globale verbruik voor slecht geïsoleerde woning een zeer beperkt effect heeft. Zelfs bij een verdubbeld collectoroppervlak leveren de zonnecollectoren maar 10% van de totale warmtevraag voor ruimteverwarming en sanitair warm water.

Tabel 5: invloed van het collectoroppervlakte op de prestatie van SYS-REF
(code: SYS-REF-woningtype-zonnecollector-opslagvolume; 100% is de basisdimensionering)

Invloed collectoroppervlakte SYS-REF	Etot		Eaux		Epar		Quse	SPF	Solar fraction
SYS-REF-015-50-100	1173	16%	1020	16%	154	20%	4456	3.80	25%
SYS-REF-015-100-100	1009		880		128		4422	4.38	37%
SYS-REF-015-200-100	880	-13%	769	-13%	111	-14%	4479	5.09	45%
SYS-REF-045-50-100	2423	7%	2205	7%	218	12%	9441	3.90	13%
SYS-REF-045-100-100	2254		2060		195		9453	4.19	19%
SYS-REF-045-200-100	2107	-7%	1930	-6%	177	-9%	9470	4.50	24%
SYS-REF-100-50-100	7186	2%	6927	2%	259	9%	23694	3.30	5%
SYS-REF-100-100-100	7015		6778		238		23714	3.38	8%
SYS-REF-100-200-100	6894	-2%	6673	-2%	222	-7%	23748	3.44	10%



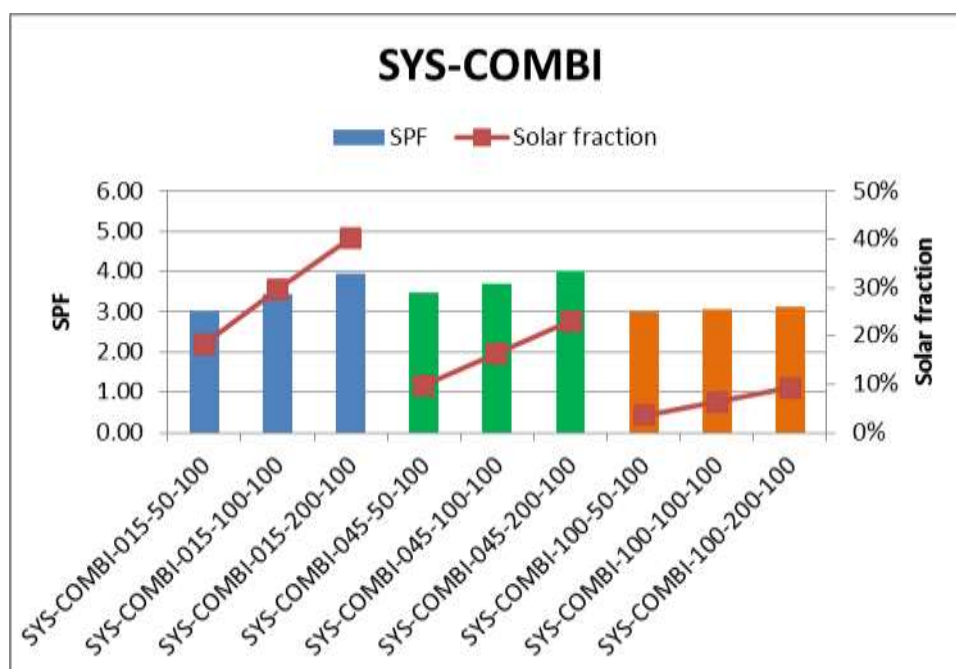
Figuur 3: Effect van veranderend collectoroppervlakte op de prestaties van SYS-REF

2.3.3 Invloed collectoroppervlakte SYS-COMBI

Voor de combi-installatie zijn de besluiten analoog aan die van SYS-REF, maar de systeemprestaties liggen systematisch iets lager dan bij SYS-REF. Dit was eerder al opgemerkt.

Tabel 6: invloed van het collectoroppervlakte op de prestatie van SYS-COMBI
(code: SYS-COMBI-woningtype-zonnecollector-opslagvolume; 100% is de basisdimensionering)

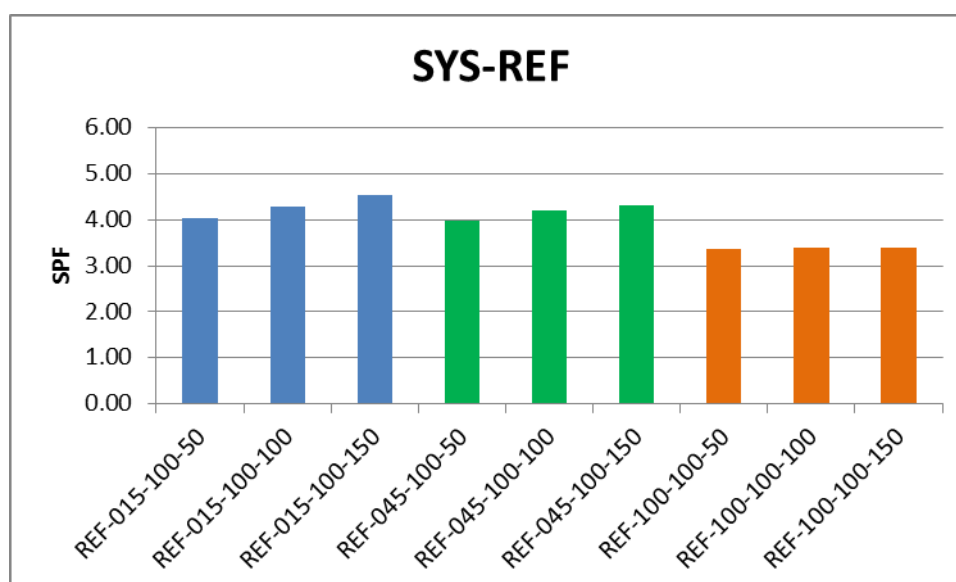
	Etot		Eaux		Epa r		Quse	SPF	Solar Fraction
SYS-COMBI-015-50-100	1431	13%	1251	14%	180	7%	4341	3.03	18%
SYS-COMBI-015-100-100	1264		1096		168		4351	3.44	30%
SYS-COMBI-015-200-100	1099	-13%	949	-13%	150	-10%	4365	3.97	40%
SYS-COMBI-045-50-100	2644	7%	2360	7%	284	3%	9196	3.48	10%
SYS-COMBI-045-100-100	2478		2202		276		9205	3.72	16%
SYS-COMBI-045-200-100	2294	-7%	2035	-8%	259	-6%	9218	4.02	23%
SYS-COMBI-100-50-100	7716	2%	7314	2%	402	1%	23107	2.99	4%
SYS-COMBI-100-100-100	7542		7145		396		23119	3.07	6%
SYS-COMBI-100-200-100	7371	-2%	6986	-2%	385	-3%	23137	3.14	9%



Figuur 4: Effect van veranderend collectoroppervlakte op de prestaties van SYS-COMBI

2.3.4 Invloed buffervolume SYS-REF

Invloed opslagvolume SYS-REF	Etot		Eaux		Epar		Quse	SPF
REF-015-100-50	1105	7%	977	11%	129	-18%	4452	4.03
REF-015-100-100	1037		880		156		4444	4.29
REF-015-100-150	988	-5%	860	-2%	128	-18%	4471	4.53
REF-045-100-50	2365	5%	2166	5%	199	2%	9421	3.98
REF-045-100-100	2254		2060		195		9453	4.19
REF-045-100-150	2195	-3%	2002	-3%	194	-1%	9461	4.31
REF-100-100-50	7051	1%	6811	0%	240	1%	23669	3.36
REF-100-100-100	7015		6778		238		23714	3.38
REF-100-100-150	6996	0%	6758	0%	238	0%	23707	3.39

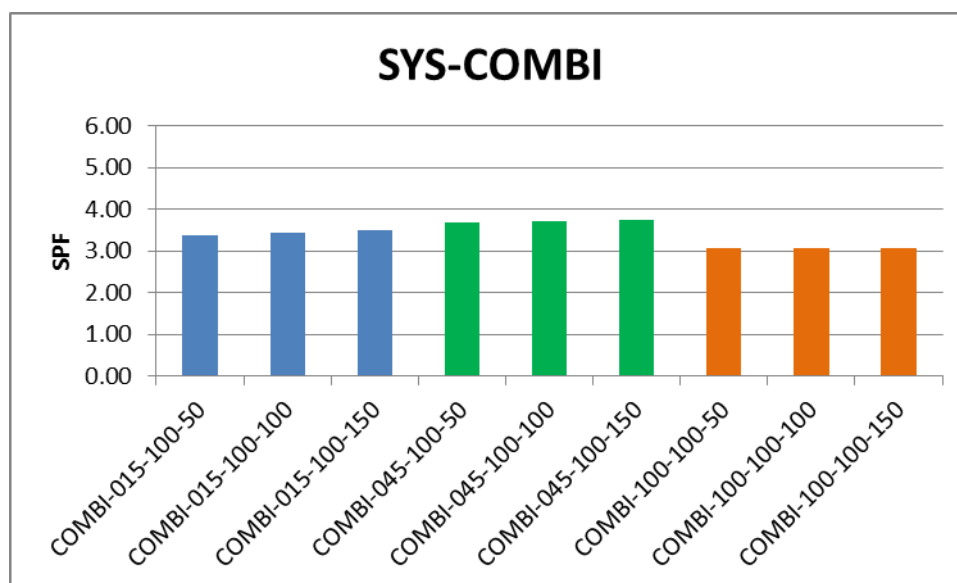


Bij SYS-REF heeft de aanpassing van het buffervolume een impact, maar die invloed neemt af naarmate de woning slechter geïsoleerd is. Bij de SFH100 woning is er weinig verschil merkbaar.

2.3.5 Invloed buffervolume SYS-COMBI

Voor SYS-COMBI heeft het buffervolume weinig impact. Let wel op het feit dat enkel het SWW-volume aangepast wordt in deze parameteranalyse, en niet het RV-gedeelte.

Invloed opslagvolume SYS-COMBI	Etot		Eaux		Epar		Quse	SPF
COMBI-015-100-50	1286	2%	1118	2%	168	0%	4344	3.38
COMBI-015-100-100	1264		1096		168		4351	3.44
COMBI-015-100-150	1248	-1%	1083	-1%	164	-2%	4358	3.49
COMBI-045-100-50	2491	1%	2217	1%	274	-1%	9205	3.70
COMBI-045-100-100	2478		2202		276		9205	3.72
COMBI-045-100-150	2455	-1%	2182	-1%	273	-1%	9210	3.75
COMBI-100-100-50	7537	0%	7139	0%	398	0%	23103	3.07
COMBI-100-100-100	7542		7145		396		23119	3.07
COMBI-100-100-150	7560	0%	7169	0%	391	-1%	23135	3.06



3 Dimensioneringsrichtlijnen

Voor de dimensioneringsrichtlijnen wordt verwezen naar het rapport van Werkpakket 6. Daar wordt in paragraaf 2 beschreven dat, volgens de bevindingen van dit project, een correcte zonwarmtepomp kan gedimensioneerd worden als:

- De warmtepomp gedimensioneerd wordt volgens de Code van Goede Praktijk voor Warmtepompen⁴
- De zonnecollectoren gedimensioneerd worden volgens de basisrichtlijnen van WTCB (TV 212)⁵

In dit project zijn beide documenten gebruikt als ontwerprichtlijn en de parameteranalyse wijst uit dat voor de 4 geanalyseerde zonwarmtepompen dit een correct ontwerp oplevert.

⁴ ANRE; 2005; Code van goede praktijk voor de toepassing van warmtepompsystemen in de woningbouw; Ministerie van de Vlaamse Gemeenschap, afdeling natuurlijke rijkdommen en energie (ANRE); 2005;

⁵ WTCB; 1999; TV 212 leidraad voor de installatie van zonneboilers; Wetenschappelijk en Technisch Centrum voor het Bouwbedrijf; 2e uitgave; Brussel; juni 1999;

4 Bijlage 1: Gedetailleerde ontwerp-procedure voor de gesimuleerde zonwarmtepomp-installaties

WP4-attachement: detailed design procedure of solar-heatpump systems

Table of content

Vocabulary	4
Introduction.....	5
Objective	5
Method	5
Software	5
System configurations	5
Boundary conditions	7
Climate.....	7
Ground.....	7
Buildings and space heating systems	7
Domestic hot water	10
Preliminary system sizing	18
Introduction.....	18
Boundary conditions	18
DHW tank volume	19
SH tank volume.....	19
Thermal capacity of the heat pump	19
HP Source side heat exchanger	21
Solar thermal collector	23
Pumps.....	23
Controllers	23
Varying Parameters	23
Evaluation.....	25
Results	25
Preliminary sizing	25
Influence of system configurations and buildings energy demand	26
Influence of domestic hot water energy demand.....	Error! Bookmark not defined.
Influence of DHW tank volume	26
Influence of solar thermal collector area	27

Influence of storage tank control and hydraulic configuration.....	Error! Bookmark not defined.
Conclusions.....	Error! Bookmark not defined.
References:.....	27
Appendix A: Description of the reference components.....	29
Heat Pumps	29
Brine/Water Heat Pumps	29
Air/Water Heat Pumps	30
Ground heat exchanger.....	30
Solar thermal collector	31
Flat plate solar thermal collectors.....	31
Vacuum tube solar thermal collectors	32
Tank	32
Geometry.....	32
Materials, thickness and insulation.....	33
Pumps.....	34
Pipes	35
Appendix B: Simplifications concerning the building input	36
Appendix C: Pump sizing method.....	39
Total flow rate	39
HP secondary circuit.....	39
HP primary circuit.....	39
Solar circuit.....	40
Regeneration circuit	40
Pipe sections.....	41
Total pressure loss.....	41
Notes on the calculation of Δp_{tot}	42
Circuit system curve	42
Pump selection	43
Fluids	43

Vocabulary

Abbreviations

A/W HP	Air/water heat pump.
BHE	Borehole heat exchanger.
B/W HP	Brine/water heat pump.
DHW	Domestic hot water.
HP	Heat pump.
S	Share.
SC	Solar thermal collectors.
SCFP	Flat plate solar thermal collectors.
SCVT	Vacuum tube solar thermal collectors.
SH	Space heating.
SHP	Solar thermal and heat pump system.
SPF	seasonal performance factor.
SF	solar fraction.

Definitions

Aerosol	a suspension of fine solid or liquid particles in a gas, such as air).
Legionella Pneumophila	Legionella pneumophila (Legionella after the legionnaires who were infected at the convention in Philadelphia in 1976, resulting in an outbreak of severe pneumonia among the participants of the American Legion that led to the term ‘Legionnaires’ disease’; pneumophila meaning “lungloving”) or briefly referred to as Legionella or L. Pneumophila; bacterium, belonging to the family Legionellaceae, that may cause legionellosis. [WHO; 2007]
Legionellosis	Legionellosis is a collection of infections that are caused by Legionella pneumophila and related Legionella bacteria. [WHO; 2007]

Introduction

40% of total energy consumption and 36% of total CO₂ emission of Europe is building related. The application of combined SHP systems for SH and DHW in residential buildings can contribute to the objectives regarding energy performance of buildings and the use of renewable energy sources aimed at in the European EPBD and RESD directives. A well designed and controlled application of a SHP system in the residential sector has various important advantages. These can - briefly summarized – all be framed within the following 4 improvements; an augmented seasonal performance factor by reaching higher solar fractions, a reduction of primary energy consumption and related CO₂-emission, an augmented share of energy from renewable energy sources and a reduction in peak electricity demand.

This document presents simulation results of the project Zon-Warm. The energy performance of combined SHP systems for residential applications in a Belgian context is compared for various system configurations and the influence of parameters on the energy performance is quantified.

Various SME's, scientific, academic, non-profit or sectorial and governmental organisations participate in the project consortium. The project is funded by IWT (Flemish Agency for Innovation by Science and Technology) together with the participating group of SME's. It is coordinated by THELES research group of KULeuven, Campus De Nayer. THELES has also participated in IEA-SHC task 44 / annex 38 of the solar heating and cooling programme. It is briefly referred to as T44 in this text.

More information on the project Zon-Warm can be found at <http://zon-warm.lessius.eu/>. More information on the project T44 can be found at <http://task44.iea-shc.org/>.

Objective

The objective of the simulation within project ZonWarm is the quantification of the influence of the size of components on the energy performance of different SHP systems, potentially interesting for residential applications in the Belgian context.

Method

The energy performance of SHP systems is quantified by simulation. The effect of selected parameters on various criteria regarding SHP system energy performance is analyzed and evaluated. In the following sections the method used in the simulation analysis is described.

Software

Polysun version 7.0 [Vela Solaris; 2014] is used. This is the most recent version at the time of the writing of this report (July 31, 2014). It is briefly referred to as Polysun in this text.

System configurations

The system configurations depicted as concepts of various combinations of components within SHP systems in the publication by Henning et al. [Henning et al.; 2008] numbers 1, 2 and 4 (numbering according to [Henning et al.; 2008]) are selected for the parameter analysis. Following figure gives an overview.

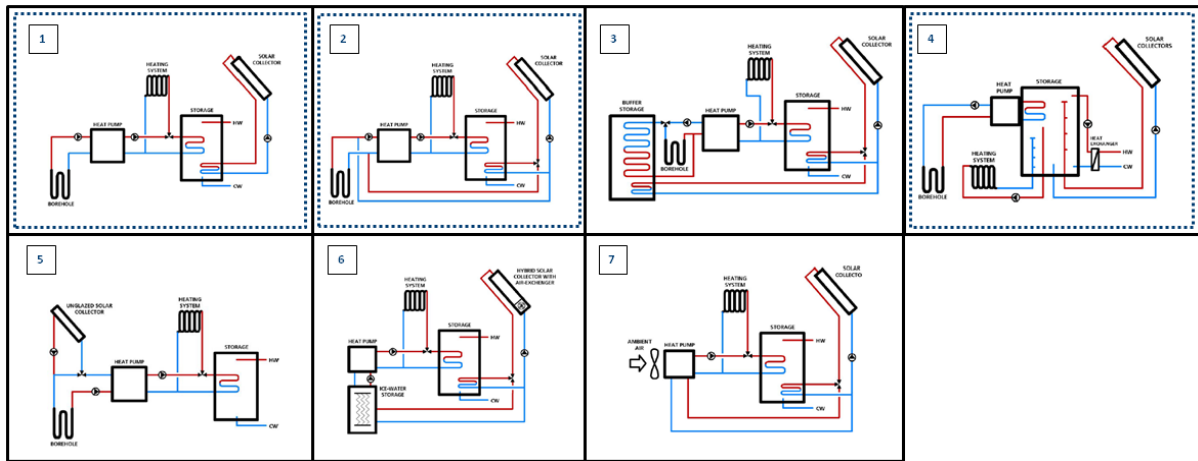


Figure: overview — of existing SHP system configurations; numbering according to original publication [Henning et al.; 2008] and selection for parameter analysis.

Various interpretations of the selected configuration concepts are considered in the analysis. Following figure gives an overview of these configurations.

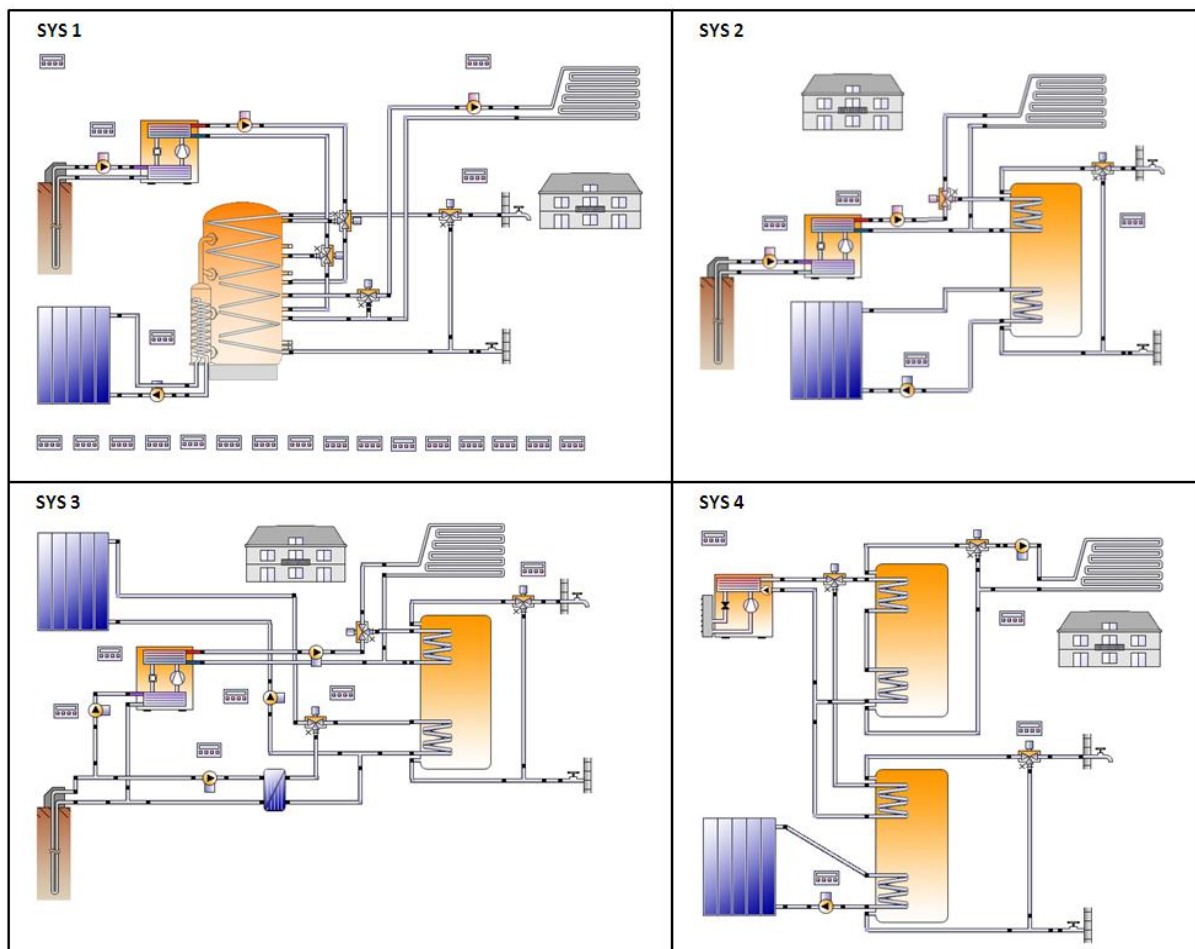


Figure: System configurations subjected to simulation analysis [Vela Solaris; 2014].

System configurations SYS 2 and SYS 4 are an interpretation of system configuration number 1 according to Henning, SYS 3 is an interpretation of system configuration number 2 according to

Henning and SYS 1 is an interpretation of system configuration number 4 according to Henning [Henning et al.; 2008]. A detailed description of the components applied in these configurations can be found in appendix A. Note: it is possible that not all controllers are visualized in the figure. A detailed description of the controllers is given in the section on controllers.

Boundary conditions

Climate

The climatic conditions used for the simulations are taken from the Polysun database for Brussels, Belgium.

Ground

The characteristics of the ground, considered representative for the Belgian context and used as boundary condition for the simulations of SHP systems are adopted from T44 [Haller et al.; 2013] and Geotrained [McCorry et al.; 2011].

- Soil warming (average difference between the earth surface temperature and the air temperature): 0.8°C
- Axial temperature gradient: 0.03 K/m [McCorry et al.; 2011]
- number of earth layers: 1
- density of earth layer material: 2500 kg/m³
- specific heat capacity of earth layer material: 800 J/(kgK)
- thermal conductivity of earth layer material: 2 W/(mK)
- thickness of earth layer 1: 400 m

Buildings and space heating systems

Buildings

The reference buildings used as boundary conditions for the simulations of SHP systems are all single family houses; SFH015, SFH045 and SFH100 and are adopted from T44 [Dott et al.; 2013].

- SFH15 represents an actual building according to passive house requirements.
- SFH45 represents a building of which the elements are constructed, such that they are oriented at actual legal requirements or represent a renovated building with good thermal quality of the building envelope.
- SFH100 represents a non renovated existing building. [Dott et al.; 2013]

The numbers in the name of the buildings refer to the annual specific net energy demand for space heating in Strasbourg climate. Simulation shows that in Belgian climate (location Brussels, taken from Polysun database) SFH015, SFH045 and SFH100 require a yearly specific net energy demand for space heating of respectively 16, 50 and 150 kWh/m². These values were obtained using the detailed building input module in Polysun for Brussels climate selected from the Polysun database.

The net floor area is 140m² (sum of first and second floor) and the inner volume is 389.45m³. The geometrical and physical parameters related to energy performance are summarized in following figure and table. The characteristics included under title T44 refer to the original buildings according to T44. A complete description of the buildings can be found in the original publication [Dott et al.; 2013]. The characteristics included under title ZonWarm refer to the input in Polysun. The

differences can be attributed to the simplifications as a result of the limitations of the Polysun software. A description of these simplifications is given in appendix B.

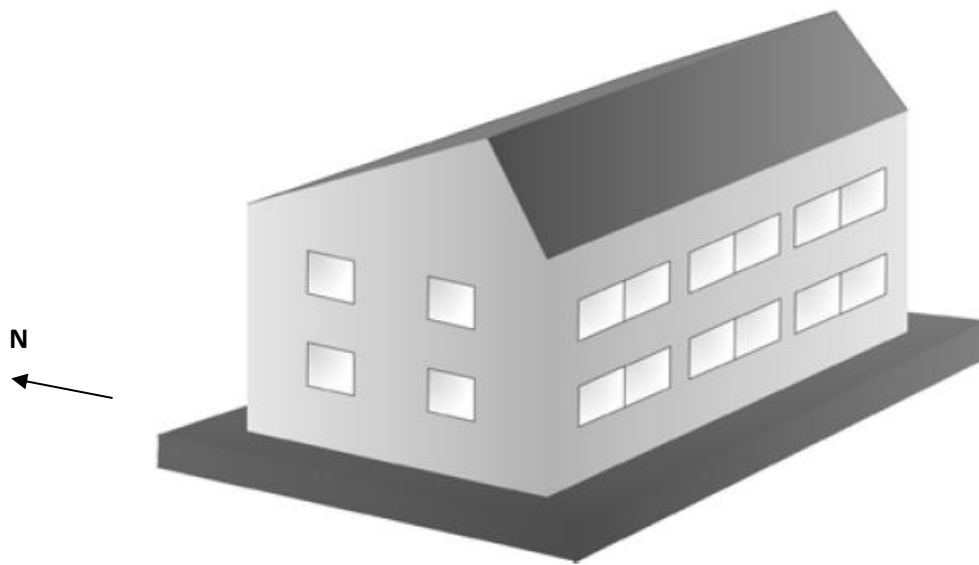


Figure: view of the buildings showing South and West facades [Dott et al.; 2013].

	T44			ZonWarm		
	SFH015	SFH045	SFH100	SFH015	SFH045	SFH100
Length _{building, external} [m]	10.856	10.696	10.536	10	10	10
Width _{building, external} [m]	7.856	7.696	7.536	7	7	7
Height _{building, external} [m]	n.a.	n.a.	n.a.	5.564	5.564	5.564
Length _{building, internal} [m]	10	10	10	10	10	10
Width _{building, internal} [m]	7	7	7	7	7	7
Height _{building, internal} [m]	n.a.	n.a.	n.a.	5.564	5.564	5.564
A _{floor, tot, net} [m ²]	140	140	140	140	140	140
V _{internal} [m ³]	389.45	389.45	389.45	389.45	389.45	389.45
A _T [m ²]	420.8	409.8	394.3	329.161	329.161	329.161
U _{m, building} [W/(m ² K)]	0.19	0.29	0.67	0.24	0.36	0.80
U _{tot, window} [W/(m ² K)]	1.0	1.5	3.0	1.0	1.5	3.0
g _{window} [-]	0.585	0.622	0.755	0.585	0.622	0.755
R _{window-wall} [%] South*	18.0	18.4	19.1	18.3	18.3	18.3
R _{window-wall} [%] West*	7.2	7.4	7.7	8.7	8.7	8.7
R _{window-wall} [%] East*	7.2	7.4	7.7	8.7	8.7	8.7
R _{window-wall} [%] North*	4.5	4.6	4.8	4.7	4.7	4.7
Internal heat gain [W]	455.73	455.73	455.73	455.73	455.73	455.73
ACH _{ventilation&in-exfiltration} [h ⁻¹]	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
ε _{ventilation heat recovery} [%]	60	0	0	60	0	0
Specific heating power demand [W/m ²]	11.95	27.15	48.91	20.28	34.14	63.34
Total thermal capacity of building [kJ/K]	117972	117972	117972	117972	117972	117972

A _{floor, tot, net}	Total net floor area of the building (ground floor and first floor, excluding external walls, including internal walls) [m ²]
ACH _{ventilation&in-exfiltration}	Air change rate for ventilation and in- and exfiltration [h ⁻¹]
A _T	Total transmission heat loss area of the building envelope [m ²]
ε _{ventilation heat recovery}	Effectiveness of the heat recovery unit for ventilation [%]
g _{window}	Solar factor for solar energy transmittance through the window [-]
Internal heat gain	Internal heat gain (attributable to equipment and people) [W]
R _{window-wall} orientation	Window to wall area ratio for the indicated orientation (walls only, here in relation to the outside dimensions*) [%]
Specific heating power demand	Design heat load for Belgian climate expressed per unit of net floor area (calculation according to CEN for ZonWarm) [W/m ²]
Total thermal capacity of building	Thermal capacity of the whole building [kJ/K]
U _{m, building}	Average heat transfer coefficient of the building [W/(m ² K)]
U _{tot, window}	Total heat transfer coefficient of the window [W/(m ² K)]
V _{internal}	Internal volume (volume of the building excl. external walls, incl. internal walls) [m ³]
*	Note: The window to wall area ratio is given in relation to the inside dimensions in the original publication [Dott et al.; 2013]

Table: geometrical characteristics and characteristics related to building physics of the buildings used in T44 [Dott et al.; 2013] and in project ZonWarm.

Space heating system of the buildings

For SFH100 a radiator heating system is used according to T44 reference building description [Dott et al.; 2013]. For SFH045 and SFH015 a floor heating system is used according to T44 reference building description [Dott et al.; 2013]. In this reference building description it is suggested to simulate the floor heating emission system in a simplified approach using a radiator with radiator exponent set to

1.1 and a raised thermal capacity of the radiator of 40000kJ/K and omitting the ground floor thermal capacity in the building model. Because Polysun does not allow accounting for thermal inertia in the heating emission system (except for the heat transferring fluid in the emission system itself), a floor heating system without thermal inertia was inserted. The thermal capacity of the ground floor construction is included in the calculation of the thermal capacity of the building.

The setpoint temperature for heating is 20°C. No nighttime temperature reduction is applied.

The design heat load is calculated according to European standard EN12831 [CEN; 2003] using external dimensions of the building. It is assumed that the distance between the ground floor slab and the water table is more than 1m and no heating up capacity is included.

The annual mean external temperature of Belgium (used for the calculation of the transmission losses through the ground floor) is calculated as the average of hourly values from the reference year file containing weather data taken from TRNSYS file BE-Uccle-64470.tm2; (yearly average ambient air temperature=9.732°C).

The design heat load of the cases SFH015, SFH045 and SFH100 is then respectively: 2840, 4780 and 8868W for the Belgian climate.

The design power of the heating emission system is taken to be equal to 1.3 times the design heat load.

Following table shows a summary of the characteristics of the buildings regarding the heating system used in the Polysun simulations.

building code [Dott et al.; 2013]	$Q_{loc, BE}$ [W]	$Q_{heating\ system}$ [W]	$Q_{loc, spec, BE}$ [W/m ²]	$Q_{heating\ module}$ [W]	$Q_{dem, spec}$ [kWh/m ²] detailed input	$Q_{dem, spec}$ [kWh/m ²] max. power	number of heating modules	T_{inlet} [°C]	T_{outlet} [°C]	flow rate [l/h]
SFH015	2840	3692	20	3692	16	38	1.0	35	30	639
SFH045	4780	6214	34	6214	50	63	1.0	35	30	1075
SFH100	8868	11528	63	2400	150	118	4.8	55	45	206

$Q_{loc, BE}$	Design heat load of the building [W], calculated according to EN 12831 [CEN; 2003]
$Q_{loc, spec, BE}$	Design heat load of the building [W/m ²], calculated according to EN 12831 [CEN; 2003] and expressed per unit of floor area
$Q_{heating\ module}$	Power of the heating emission system module [W]
$Q_{dem, spec}$	Annual specific net energy demand for space heating (simulation using detailed building input or based on maximum power input)
T_{inlet}	Inlet temperature of the heating emission system [°C]
T_{outlet}	Outlet temperature of the heating emission system [°C]

Table: Building and heating emission system characteristics.

The values of the annual specific net energy demand for space heating were obtained by simulation of a space heating system (with a gas boiler production unit) in Polysun.

Domestic hot water

DHW demand profile

The profile for domestic hot water demand (DHW) is adopted from T44 (appendix C, table 7 of the original document [Haller et al.; 2013]). This hot water draw-off profile is based on an average draw-off of 140 liter per day at 45 °C (cold water 10 °C) or 5.845 kWh per day (2133 kWh per year). This energy corresponds with 100 liter per day at 60°C for a cold water supply of 10°C. The latter draw-off is considered as an average for a single family [Haller et al.; 2013].

The profile is translated to a suitable format for input in Polysun. The original profile is shown in the following table.

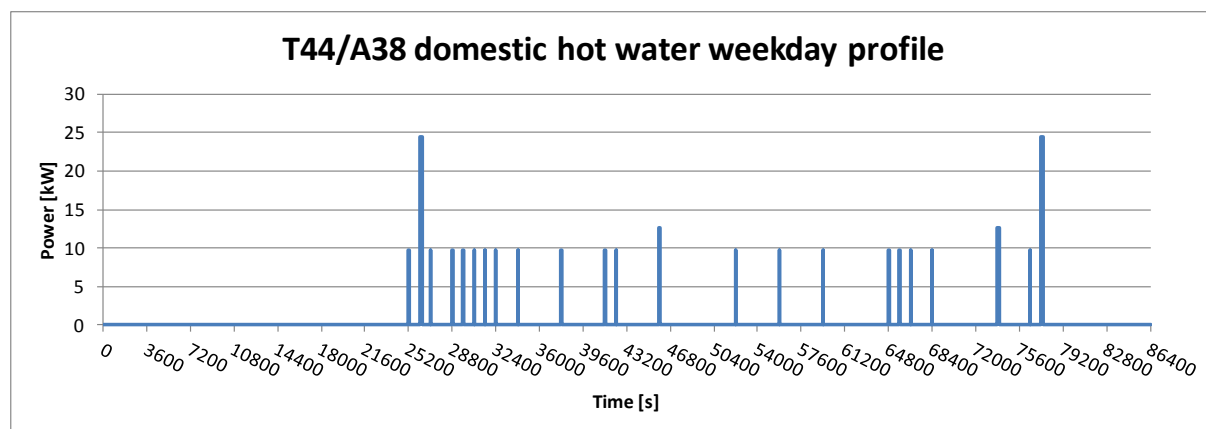
Legend: S=Small; Sh=Shower; FC=Floor cleaning; DW= Dish washing; HC=Household cleaning; Ba=Bath tub.

Nr.	start time (h:min)	Energy $Q_{dhw, std}$ (kWh)	Type	Flow Rate (L/h)	Min. Temp. $\theta_{dhw, set}$ (°C)
1	07:00	0.100	S	240	45
2	07:15	1.315	Sh	600	45
3	07:30	0.100	S	240	45
4	08:00	0.100	S	240	45
5	08:15	0.100	S	240	45
6	08:30	0.100	S	240	45
7	08:45	0.100	S	240	45
8	09:00	0.100	S	240	45
9	09:30	0.100	S	240	45
10	10:30	0.100	FC	240	45
11	11:30	0.100	S	240	45
12	11:45	0.100	S	240	45
13	12:45	0.300	DW	240	55
14	14:30	0.100	S	240	45
15	15:30	0.100	S	240	45
16	16:30	0.100	S	240	45
17	18:00	0.100	S	240	45
18	18:15	0.100	HC	240	45
19	18:30	0.100	HC	240	45
20	19:00	0.100	S	240	45
21	20:30	0.700	DW	240	55
22	21:15	0.100	S	240	45
23	21:30	1.315	Sh	600	45
Total		5.530			

Sunday only; bath tub replaces evening shower;

23	21:30	3.520	Ba	600	45
----	-------	-------	----	-----	----

Table: DHW profile [Haller et al.; 2013]



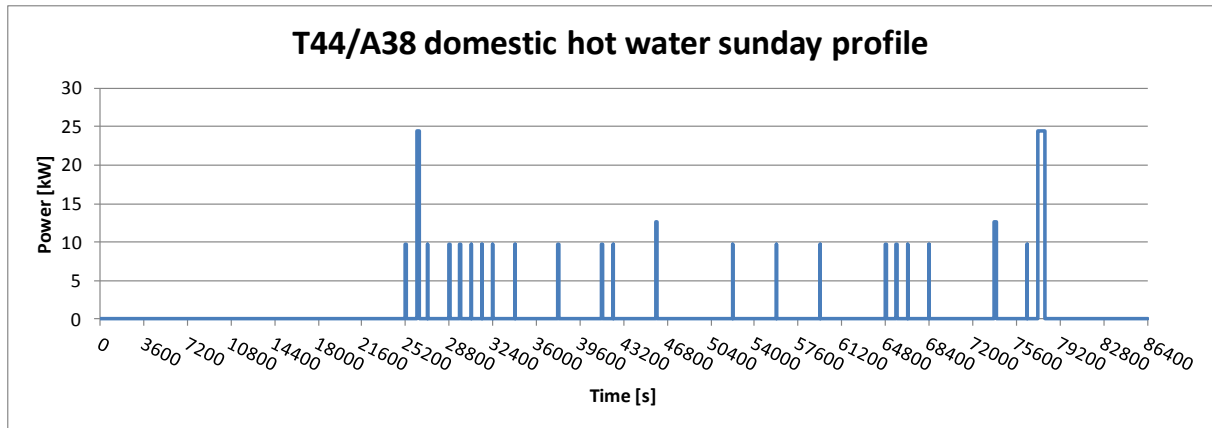


Figure: Power profile requested for instantaneous provision of domestic hot water weekday (above), sunday (mid) profile of the previous table.

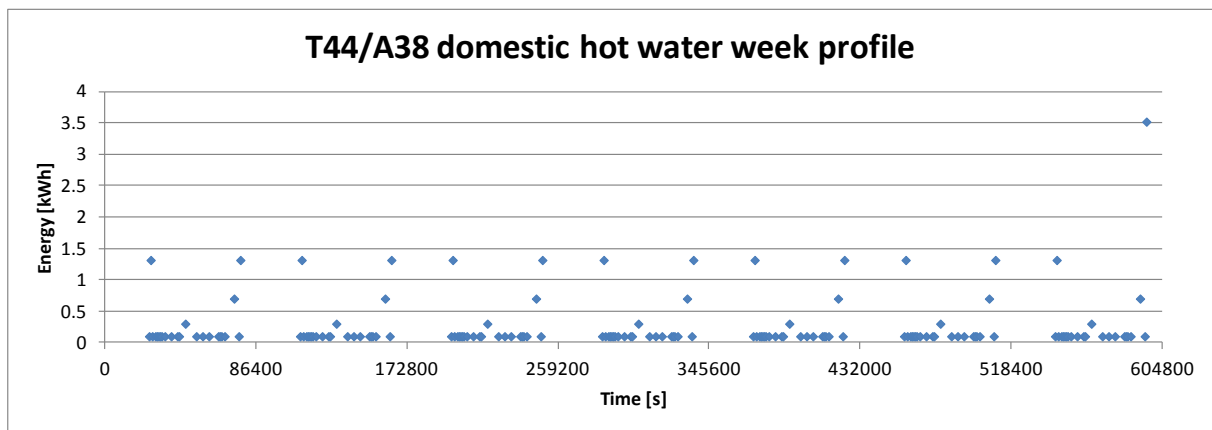


Figure: Energy needed for the provision of domestic hot water week profile of the previous table.

The Sunday bath does not require additional power for instantaneous provision of the draw off energy profile in comparison to the daily evening shower; the draw-off requires more time at equal flow rate and temperature.

Limitations to the use of Polysun in regard to DHW input include following aspects; only one value can be chosen for the temperature of the DHW draw-off. Each draw-off is released instantaneous at the beginning of the respective timestep and the nominal flow rate is calculated automatically.

Following steps were performed:

- 1) The energy of the original DHW profile is recalculated, taking the site-specific average cold water supply temperature. The site specific cold water temperature is assumed to be equal to the average ambient temperature of Belgium (the average of hourly values from the reference year file containing weather data taken from TRNSYS file BE-Uccle-64470.tm2; (yearly average $T_{amb}=9.732^{\circ}\text{C}$). More information on the recalculation of this amount of energy can be found in the original publication of T44 [Haller et al.; 2013].
- 2) The temperature of the hot water draw-off is set at a fixed value equal to the maximum temperature occurring in the draw-off profile. This temperature is the constant temperature

of all the hot water draw-off and is equal to 55°C. For the lower values then the value for the fixed temperature (from start of step 2) occurring in the original DHW profile, the energy remains unaltered. (The resulting time of draw off at the same flow rate will be lower.)

- 3) A yearly file is composed. It is assumed the first day of the year is a Monday. The variation of the hot water demand over the year (for various reasons; see T44/A38 [Haller et al.; 2013]) is taken into account by variation of each tapping energy with the day of year by a sine function with amplitude of 20%. The positive peak occurs on February 9. More information on the calculation of this variation and the ratio behind it can be found in the original publication of T44 [Haller et al.; 2013].

Note: the daily average energy consumption over the year is not exactly equal to the daily average energy consumption over the week because one year consists of 52 weeks and one Monday.

Household composition and distribution.

The average household size is 2.3 for Belgium and 2.4 for the European Union (27 countries; including new member states), 2.3 for European Union (15 countries; excluding new member states) and 2.3 for Euro area (17 countries). (All data are taken from EUROSTAT, year=2010.) The data for Belgium are retained for further analysis. It is assumed that household composition does not influence the average amount of hot water draw-off per person, meaning that the average DHW profile of a one-person single family household is a factor 2.3 times smaller than the average.

The following table and figure shows the evolution of the distribution of households by household size in Belgium in past years from 2004 to 2011.

#persons	year							
	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011
1	32.4	33.9	33.4	34.1	34.7	34.5	34.5	34.8
2	31.2	31.7	31.6	31.7	31.8	32.4	31.7	31.5
3	15.9	15.2	15.5	15	15	14.4	15	14.9
4	13	11.3	12.7	11.7	9.8	10.7	11.2	11.4
5	5.4	5.4	4.9	5.4	6.2	5.3	5.5	5.2
≥6	2.1	2.4	1.9	2.2	2.6	2.7	2.1	2.2

Table 2: Evolution of distribution of households by household size in Belgium (data: EUROSTAT)

The average of the table is 2.3 assumed that for the category ≥6, the average number < 8.5.

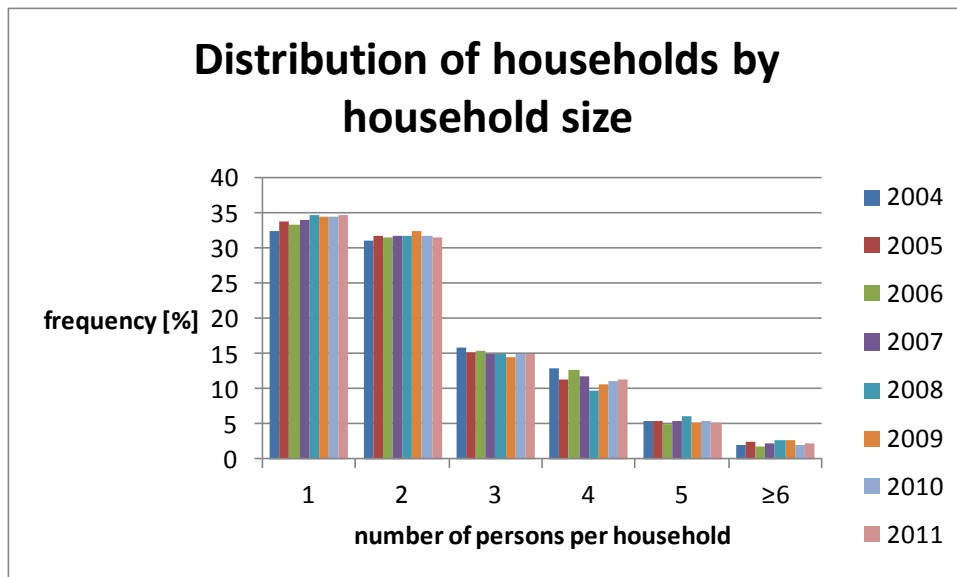


Figure: Evolution of household size in Belgium (data: Eurostat)

The figure shows a slight increase in one-person single family households. The average frequency of the 5 persons single family households over the considered period of time is 5.4%. It can be concluded that a 5 person single family household can be considered as a case to consider as the boundary of what a normal DHW heating plant should be able to manage.

Starting from the original DHW profile and considering all parameters fixed except the mass flow rates for all the tappings, the average amount of energy needed per day then becomes 2.541 kWh and 12.707kWh for the cases of a one-person and a 5 person single family household respectively.

DHW cases

Following table gives an overview of the various DHW demand profiles

DHW profile name	T _{DHW,draw-off} [°C]*	daily amount [l/d]	E _{avg,day} [kWh/d]**	amplitude summer/winter	rate of E_T44***	V [m³/a] (excl. BU heater)
SHP_DHW_40_100	<u>40</u>	163	5.845	-20%/+20%	100%	50.409
SHP_DHW_45_100	45	140	5.845	-20%/+20%	100%	50.409
SHP_DHW_50_100	<u>50</u>	123	5.845	-20%/+20%	100%	45.016
SHP_DHW_55_100	55	109	5.845	-20%/+20%	100%	40.814
SHP_DHW_60_100	<u>60</u>	100	5.845	-20%/+20%	100%	36.754
SHP_DHW_45_43	45	61	2.541	-20%/+20%	<u>43%</u>	21.676
SHP_DHW_55_43	55	47	2.541	-20%/+20%	<u>43%</u>	17.55
SHP_DHW_45_87	45	122	5.083	-20%/+20%	<u>87%</u>	43.856
SHP_DHW_55_87	55	95	5.083	-20%/+20%	<u>87%</u>	35.508
SHP_DHW_45_130	45	183	7.624	-20%/+20%	<u>130%</u>	65.532
SHP_DHW_55_130	55	142	7.624	-20%/+20%	<u>130%</u>	53.058
SHP_DHW_45_174	45	243	10.165	-20%/+20%	<u>174%</u>	87.712
SHP_DHW_55_174	55	189	10.165	-20%/+20%	<u>174%</u>	71.016
SHP_DHW_45_217	45	304	12.707	-20%/+20%	<u>217%</u>	109.388
SHP_DHW_55_217	55	237	12.707	-20%/+20%	<u>217%</u>	88.566

Legend:

*T _{DHW,draw-off}	Fixed temperature of domestic hot water supply provided by the solar heat pump system [°C]. For legionella prevention, the hot water tank additionally is heated to 60°C once a week; thermal benefits for draw-offs and energy use are not included.
daily amount	Average daily volume of domestic hot water draw-off if it were supplied at the fixed temperature TDHW, draw-off, and a cold water supply temperature of 10°C [l/d]
E _{avg, day}	Average daily energy of domestic hot water draw-off if it were supplied at the fixed temperature TDHW, draw-off, and a cold water supply temperature of 10°C [kWh/d].
** Part of this energy is delivered via electrical backup heater to reach the minimum temperature as set by T44/A38 [Haller et al.; 2013] for some tapplings.	
amplitude summer/winter	Amplitude of the sine-curve for the variation of the DHW energy demand [%].
***rate of E_T44:	Rate of energy of domestic hot water draw-off if it were supplied at the fixed temperature TDHW, draw-off, and a cold water supply temperature of 10°C, compared to the energy of DHW draw-off specified by T44/A38 [%]. 43% corresponds to a one-person single family household (assumption average number of persons per household=2.3). 87% corresponds to a two-persons single family household (assumption average number of persons per household=2.3). 100% corresponds to an average single family household according to T44/A38 [Haller et al.; 2013]. 130% corresponds to a three-persons single family household (assumption average number of persons per household=2.3). 174% corresponds to a four-persons single family household (assumption average number of persons per household=2.3). 217% corresponds to a five-persons single family household (assumption average number of persons per household=2.3).
green color, bold	Reference profiles.
<u>red color, underlined</u>	Parameters defining the deviation of the specific DHW profile in comparison to the reference profiles.

Table: Domestic hot water draw-off profile cases considered in the Zon-Warm project.

When the minimum temperature of the case (specified by column with header TDHW, draw-off) is lower than the minimum temperature indicated in the T44 DHW profile, part of the energy to reach the minimum temperature indicated in the T44 DHW profile is delivered by a backup-heater.

A recalculation is performed so that the daily average over the year (E_{avg,day}) for a cold water supply of 10°C matches the total energy needed to provide the rate of E_T44. The final resulting DHW load files are however constructed for the local cold water supply of 9.732°C.

Following figure gives an overview of the weekly total energy for all the DHW cases.

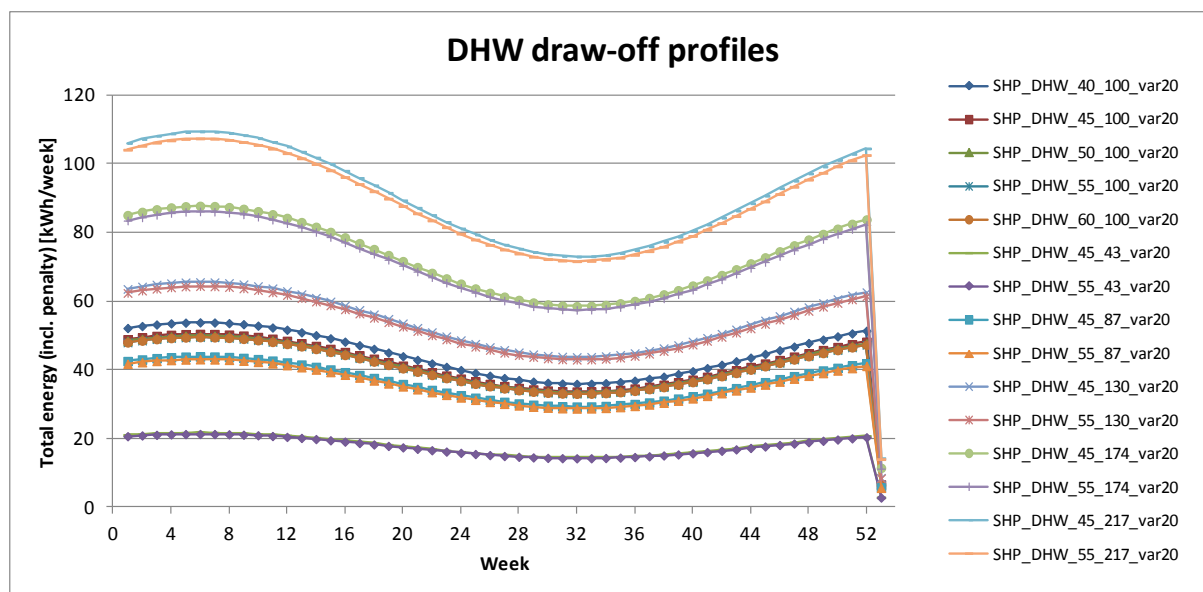


Figure: DHW weekly total energy (including backup heater with the use of the penalty factor of 1.5) over the year for all DHW profile cases as described in the previous table 3.

Following figure gives the same information as the previous figure, but excluding the use of the penalty factor for the backup heater.

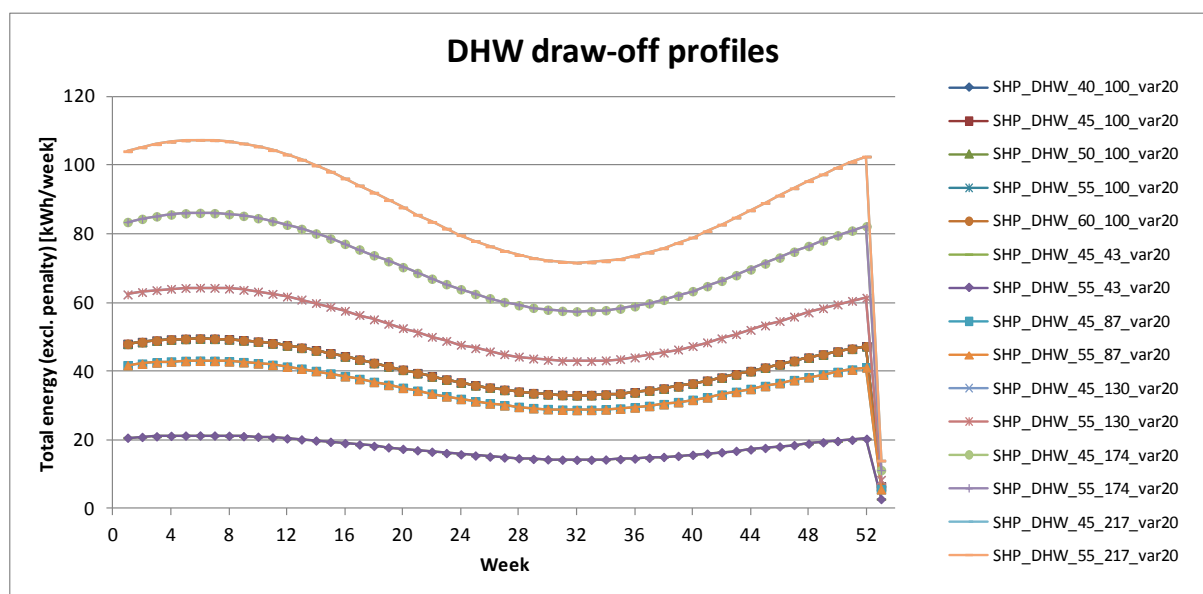


Figure: DHW weekly total energy (including backup heater) excluding the penalty factor over the year for all DHW profile cases as described in the previous table.

Legionella and SHP systems in a residential context

The information in this section is selected focusing on influencing parameters and guidelines for the prevention of legionella and on legislative prescriptions for Flanders, Belgium.

Risk factors [WHO; 2007]

Hot and cold water systems in private residences are known sources of Legionella. Low numbers of legionellosis disease outbreaks over prolonged periods have been recorded in relation to such systems worldwide. Proximity to the source is a risk factor and infection may be acquired by inhalation of contaminated aerosol.

Risk factors for the growth and proliferation of legionella in hot and cold water systems include complex water systems, the presence of other microorganisms, scale and corrosion, long pipe runs, poor temperature control and low flow rates or stagnation.

The optimal temperature range for Legionella is 32-42°C. Growth decreases at temperatures above 44-45°C. At 50°C the time required to kill 90% of population of L. Pneumophila is 80 to 124 minutes and at 60°C 2 minutes. As the temperature falls below 37 °C, the bacteria's reproductive rate decreases and there is little or no increase in numbers of bacteria below 20 °C.

To prevent Legionella infection, the recommended temperature for storage and distribution of cold water is below 25 °C, and ideally below 20 °C. The bacteria may however grow below 20 °C under certain conditions. Legionella will survive for long periods at low temperatures and then proliferate when the temperature increases, if other conditions allow.

The presence of other microorganisms (e.g. that serve as nutrients), sodium concentrations, the composition and formation of biofilms (making the effect of biocides less effective) promote the growth of legionella if other conditions also are favorable. Scale and corrosion, stagnation or low-flow increase the formation of biofilms and sediment.

Temperature control, temperature extremes, UV light, low humidity, biocide are common treatments to prevent legionella. WTCB [WTCB; 2007] advises to produce the DHW at a minimum temperature level of 60°C and maintain a minimum temperature level of 55°C throughout the whole installation. This corresponds with the best available techniques described below in this document in the section "Best available techniques". Cold water should be maintained at a temperature level below 20°C to inhibit growth of legionella [WTCB; 2007].

Legionella legislation

The legislation in Flanders, Belgium concerning prevention of legionella is prescribed in the directive on the prevention of legionella ("legionellabesluit" in Dutch) [Vervotte; 2007]. The scope of application of this legislation only includes publically accessible buildings. Publically accessibility in this context means but is not limited to the provision of services to the public, including for instance offering food or drinks for consumption.

The scope of the project ZonWarm is limited to small-scale residential buildings; houses and apartments. In the majority of this type of buildings no services are provided to the public. In the case sensitive people reside in a publically accessible residential building, prescriptions categorized for "high risk" facilities apply. Also, in the case DHW in a publically accessible residential building is produced collectively, meaning at least 15 people excluding employees are potentially exposed, prescriptions categorized for "moderate risk" facilities apply.

The fact that legislative prescriptions from the directive on legionella [Vervotte; 2007] do not apply for most of the single family houses, does not mean the design and operation of sanitary systems

should not be executed with the greatest care concerning the prevention of legionella. The measures included in the study on best available techniques for the prevention of legionella by VITO [VITO; 2007] can serve as guidelines.

Best available techniques [VITO; 2007]

The best available techniques aim at prevention or reduction of growth and development of legionella by temperature control, adequate flow-through and inhibition of growth of biofilms. The techniques include measures for the control and use of the system while in operation as well as sizing prescriptions. Only the measures regarding temperature control are adopted in the current report. The guidelines contain following prescriptions concerning temperature control:

Limit the cold water temperature level to beneath 25°C and avoid warming, certainly in the case the water temperature can be greater than 25°C at the meter.

In high risk facilities: the hot water temperatures in the production system should be at least 60°C; the complete storage tank volume should be heated to a temperature level of at least 60°C during 1 hour every 24 hour period; the hot water should enter the distribution system at a temperature level of at least 60°C and should nowhere be below 55°C; the installation should allow the production of hot water at each tapping point at a temperature level of 70°C.

In moderate risk facilities: the hot water temperatures in the production system should be at least 60°C; the complete storage tank volume should be heated to a temperature level of at least 60°C during 1 hour every week; the hot water should enter the distribution system at a temperature level of at least 60°C and should nowhere be below 55°C unless pipes are limited to a length of maximum 5 meter or a content volume of maximum 3l; the installation should allow the production of hot water at each tapping point at a temperature level of 70°C.

Apart from these measures, numerous other measures are included in the original publication [VITO; 2007] concerning initial water quality, the design of water systems for human consumption and the Construction, maintenance and operation of sanitary systems. The reader is referred to the original publication for further information [VITO; 2007].

Preliminary system sizing

Introduction

The sizing method described in this document is established for various configurations of SHP systems. These systems are designed to cover the demand for SH and the production of DHW. The methods for system sizing are based on the methods described in [ANRE; 2005] and [WTCB; 1999]. The sizing method is applied for all reference cases. These cases form the basis for the variation in parameters to enable quantification of the influence of these parameters on the energy performance.

Boundary conditions

For the sizing of the thermal capacity of the heat pump (HP), the design heat load of the building and the maximum of the daily DHW draw-off volume are calculated in a preliminary step.

- A) The design heat load of the building is calculated according to EN12831 [CEN; 2003] using external dimensions of the building. Further details on the calculation of the design heat load

can be found in subsection “Buildings and space heating systems” of the section “Boundary conditions”. The design heat load of the cases SFH015, SFH045 and SFH100 is then respectively: 2840, 4780 and 8868W for the Belgian climate.

- B) The maximum of the daily DHW draw-off volume is defined by the DHW profile as specified in the frame of T44 [Haller et al.; 2013], further referred to as “100%T44”. This DHW profile specification contains timing, volume and temperature of the individual draw-off tapplings at temperatures of 45°C and 55°C for an average single family household. Further information on the DHW profile can be found in the subsection “Domestic hot water” of the section “Boundary conditions”.

DHW tank volume

The maximum daily DHW-draw-off volume is expressed at a temperature equal to the maximum temperature in the draw-off profile, here 55°C. This is the basis for the DHW tank sizing. Translated to a temperature of 55°C, the 100%T44 DHW profile results in a maximum of the daily DHW draw-off volume of 176.5l. An additional 40 l (to account for incidental peak consumption) is added and the result is multiplied by a factor of 1.2 (to account for tank stratification) [ANRE; 2005]. This results in a DHW tank volume of 260l (at a temperature of 55°C).

$$V_{\text{DHW, tank}} = (V_{\text{DHW,daily,max}} + V_{\text{add}}) * f$$

In which:

f	= factor (to take tank stratification into account) [-] = 1.2
V _{add}	= additional volume to be added (to account for incidental peak consumption) [m ³] = 0.040
V _{DHW,daily,max}	= yearly maximum value of daily DHW draw-off volume to be specified at 55°C (maximum temperature of draw-offs in T44 DHW profile) [m ³]
V _{DHW, tank}	= volume of the DHW tank [m ³]

SH tank volume

If a SH tank is part of the SHP system configuration, the SH tank volume for storage of SH energy is sized to allow storing of SH peak energy demand during a minimum off-time of the production system of 10 minutes. The volume of water is calculated from the energy of the design heat load during this off-time, for a temperature difference equal to the design heating regime of the SH system. This results in 82l, 137l and 128l for the SFH015, SFH045 and SFH100 respectively in Belgian climate. (The design heat load of SFH015, SFH045 and SFH100 equals 2840W, 4780W and 8868W respectively according to EN 12831 [CEN; 2003]). In the case a combined tank is present, the sizing rules remain the same but the SH (part of the) tank volume is considered cumulative to the DHW tank volume. The only system for which this cumulative approach is relevant is system number 4 (original numbering according to [Henning et al.; 2008], our SYS1). It contains a stratified storage buffer for SH and DHW. When varying the DHW tank volume during the parameter analysis, the variation is only applied on the DHW part of the volume.

Thermal capacity of the heat pump

The SHP system consists of a HP, a DHW tank and SC. For the sizing of the HP, the SC are not taken into account [ANRE; 2005]. The thermal capacity (; power on the condenser side) of the HP for SH are determined according to [ANRE; 2005]. The system does not contain a Backup-heater. This is not in

correspondence with [ANRE; 2005]. In [ANRE; 2005] it is advised for systems requiring a thermal capacity smaller than 10kW to apply a mono-energetic system with a β -factor of 0.6 [ANRE; 2005]. In the frame of project ZonWarm a β -factor of 1.0 is aimed at for SH, which means no Backup-heater is applied. This corresponds to the advice given in the frame of project T44 in which the use of a backup heater is discouraged. In the case of no nighttime reduction, (part of) the thermal capacity needed for the production of DHW should be added [ANRE; 2005]. It is not specified how to quantify this additional capacity. The capacity of the HP is calculated in the frame of the project ZonWarm in the following manner.

The design rules for DHW system sizing are based on rules applied to systems with a 100% DHW storage. The time in which the DHW tank is to be heated is taken to be 4 hours. If the thermal capacity of the heat pump (which is equal to the design heat load) is insufficient to provide this heat within this timing, it is augmented accordingly. Following calculation steps describe the procedure to calculate the thermal capacity of the HP:

- a) Set β_{aim} (here $\beta_{aim} = 1.0$)
- b) set the value for $t_{DHW} = 4$ hours
- c) calculate $V_{DHW,tank}$ (see above)
- d) set $T_{DHW,tank}$ (here: $T_{DHW,tank} = T_{DHW,max}$)
- e) calculate Q_{HP}

$$Q_{HP,DHW} = V_{DHW,tank} * \rho_w * c_{p,w} * (T_{DHW,tank} - T_{cw}) / (3600 * t_{DHW})$$

$$Q_{HP,SH} = Q_{BUI,SH} * \beta_{aim}$$

Q_{HP} is taken equal to the largest of $Q_{HP,DHW}$ and $Q_{HP,SH}$

$$Q_{HP} = \max(Q_{HP,DHW}; Q_{HP,SH})$$

- f) calculate β_{res}

$$\beta_{res} = Q_{HP} / Q_{BUI,SH}$$

In which:

β = Bèta-factor

= ratio of thermal capacity of the heat pump to the required thermal capacity of the SHP system for SH [-]. The latter is taken equal to or greater than the design heat load. Here the thermal capacity of the HP is taken equal to the design heat load.

β_{aim} = initial value for β .

β_{res} = value for β corresponding with the calculated result for Q_{HP} .

Note: the resulting value β_{res} may be greater than the initial value β_{aim} .

$c_{p,w}$ = specific heat of water [J/(kg.K)] = 4187

$Q_{BUI,SH}$ = design heat load of the building [W]

$Q_{HP,SH}$ = thermal capacity of the HP for SH [W]

$Q_{HP,DHW}$ = thermal capacity of the HP for DHW [W]

Q_{HP} = thermal capacity of the HP [W]

ρ_w = density of water [kg/m³] = 1000

t_{DHW} = time available to heat $V_{DHW,tank}$ from T_{cw} to $T_{DHW,tank}$ [h]

T_{cw} = temperature of the cold water supply [°C] (here: $T_{cw} = 10^\circ\text{C}$)

$T_{DHW,max}$ = maximum temperature of all tapings in the DHW profile (in 100%T44 this is 55°C)

$T_{DHW,tank}$ = setpoint temperature of the DHW tank. (Here it is taken equal to $T_{DHW,max}$, provided that a cut-in temperature differential is applied, large enough to account for the thermal losses in between the tank and the draw-off locations.)

$V_{\text{DHW, tank}}$ = volume of the DHW tank [m³]

HP Source side heat exchanger

The required thermal capacity of the heat exchanger on the source side of the HP is calculated based on the thermal capacity of the HP using the COP of the HP. An optimistic value of the COP is taken to ensure not to undersize the BHE. Following table gives an overview of the optimistic values of COP to size the BHE.

$$Q_{\text{BHE}} = Q_{\text{HP}} * (1 - 1/\text{COP}_{\text{optimistic}})$$

In which:

Q_{BHE} = thermal capacity of the borehole heat exchanger [W]

Q_{HP} = thermal capacity of the HP [W]

$\text{COP}_{\text{optimistic}}$ = optimistically estimated value for the coefficient of performance [-]

$\text{COP}_{\text{optimistic}}$	source of the heat pump		
T_i [°C]	groundwater	ground	air
35	5.8	4.6	2.7
40	5.2	4.2	2.4

T_i [°C] Inlet temperature of the heating system [°C]

Table: optimistic COP to size the BHE [ANRE; 2005].

In the case a borehole ground heat exchanger (BHE) is used on the source side of the HP, the required thermal capacity of the BHE is translated to the required total length of the BHE using a rule of thumb of 50W/m [McCorry et al.; 2011] [CEN; 2007].

$$l_{\text{BHE}} = Q_{\text{BHE}}/q_{\text{BHE}}$$

in which:

l_{BHE} = length of the BHE [m]

Q_{BHE} = thermal capacity of the BHE [W]

q_{BHE} = average specific extraction heat flow rate [W/m] = 50

This corresponds with the specific extraction heat flow rate of normal underground and water saturated sediment for an operation period of the GHE loop of 2400 hours; see following table. For other ground quality choose an adequate specific extraction heat flow rate.

ground quality	specific extraction heat flow rate	
	operation period 1.800 hours	operation period 2.400 hours
general guidance values:		
poor underground (dry sediment and $\lambda < 1,5 \text{ W/(m K)}$)	25 W/m	20 W/m
normal underground and water-saturated sediment $1,5 < \lambda < 3,0 \text{ W/(m K)}$	60 W/m	50 W/m
consolidated rock with high thermal conductivity $\lambda > 3,0 \text{ W/(m K)}$	84 W/m	70 W/m
individual ground qualities:		
dry gravel or sand	< 25 W/m	< 20 W/m
gravel or sand saturated with water	65 – 80 W/m	55 – 65 W/m
gravel or sand and strong ground water flow	80 – 100 W/m	80 – 100 W/m
moist clay	35 – 50 W/m	30 – 40 W/m
massive limestone	55 – 70 W/m	45 – 60 W/m
sandstone	65 – 80 W/m	55 – 65 W/m
siliceous magmatite (e.g. granite)	65 – 85 W/m	55 – 70 W/m
basic magmatite (e.g. basalt)	40 – 65 W/m	35 – 55 W/m
diorit	70 – 85 W/m	60 – 70 W/m

Table: average specific extraction heat flow rate (q_{BHE}) of vertical ground heat exchangers (double U-tube) as function of the ground quality and operation period [CEN; 2007].

The long term effects of continuous heat extraction shall also be considered in the design of the BHE. The annual heat energy per meter borehole depth reflects these long-term effects and should be in between 100 and 150 kWh/(year.m) [CEN; 2007].

The indicator for these long term effects is calculated as follows;

The simulation is performed after a preconditioning of 5 years of the BHE with a specific annual heat extraction rate of 100kWh/(m.a). The specific annual heat extraction rate of the consecutive simulation should be below 100 kWh/(m.a). If this is not the case, degradation of the ground as a result of the long-term relative high heat extraction is possible. This can be remedied by extending the size of the BHE. This sizing can be done by performing following consecutive simulation steps to ensure limiting the risk on long-term degradation of the ground;

Step 1) Simulate the system while setting the preconditioning time for the ground equal to 5 years and the yearly specific ground energy yield to 100kWh/m.

Step 2) Simulate the system while using the resulting yearly specific ground energy yield (obtained as a result of step 1) in the preconditioning (also set the preconditioning time at 5 years) and check the resulting yearly specific ground energy yield.

The resulting yearly specific ground energy yield should be

- a) below 100kWh/m/year,
- b) within + or - 10% of the result obtained in step 1.

If requirement a) is not met, augment the length of the BHE.

If requirement b) is not met repeat step 2 while using the resulting yearly specific ground energy yield (obtained as a result of the previous step in the preconditioning (set the preconditioning time at 5 years)) and check the resulting yearly specific ground energy yield.

Solar thermal collector

The solar thermal collector area is determined according to the rule of thumb described in TV 212 [WTCB; 1999] that links the volume of the storage to the area of the solar thermal collectors. It states that per unit of area of solar collector, a volume of the storage of 50l should be provided. Using this rule of thumb, starting from the DHW tank volume, sized in a previous step, the area of the solar thermal collectors can be calculated;

$$A_{SC} = V_{DHW,tank} / v_{DHW,tank}$$

In which:

A_{SC} = area of the solar thermal collectors [m²]

$V_{DHW,tank}$ = volume of the DHW tank [m³]

$v_{DHW,tank}$ = specific volume of the tank (expressed per unit of collector area [m³/m²] = 0.050

Pumps

The pumps are chosen following a general method for pump sizing in which the operating point of each circuit is calculated from the required flow rate and the circuits pressure drop. This allows selection of a pump with a suitable performance curve enabling energy efficient operation for each of the circuits. The thermal properties of the fluids in the circuits are taken into account.

A detailed description of the method to select the pumps is described in appendix C.

Controllers

See paper: J. Veeken*, J. Verheyen, M. Sourbron (2014), Impact of storage tank control and hydraulic configuration on solar heat pump performance, 9th International Conference on System Simulation in Buildings (SSB2014), December 10-12, 2014, Liège, Belgium

Both DHW storage volume and SH storage volume are controlled with two temperature sensors, in the upper and lower layer of the respective storage volume.

A heating curve control is applied to determine the heating supply set point.

The DHW setpoint is determined by the draw-off profile.

Varying Parameters

Apart from the boundary conditions (buildings, domestic hot water demand profiles, climatic conditions and ground characteristics) domestic hot water tank volume and solar thermal collector gross area are varied. Following table gives an overview of the system configuration variants regarding component type and size considered in the simulations.

simulation code	System	Building	A _{sc}	Flat plate / Vacuum Tube SC	V _{DHW,tank}	HP
SYS1_BXL_SFH015_EDHW100_AFP100_VDHW100_b100	1	SFH015	REF	FP	REF	B/W
SYS2_BXL_SFH015_EDHW100_AFP100_VDHW100_b100	2	SFH015	REF	FP	REF	B/W
SYS3_BXL_SFH015_EDHW100_AFP100_VDHW100_b100	3	SFH015	REF	FP	REF	B/W
SYS4_BXL_SFH015_EDHW100_AFP100_VDHW100_b100_BWHP	4	SFH015	REF	FP	REF	B/W
SYS4_BXL_SFH015_EDHW100_AFP100_VDHW100_b100_AWHP	4	SFH015	REF	FP	REF	A/W
SYS1_BXL_SFH015_EDHW100_AFP050_VDHW100_b100	1	SFH015	50%	FP	REF	B/W
SYS1_BXL_SFH015_EDHW100_AFP200_VDHW100_b100	1	SFH015	200%	FP	REF	B/W
SYS2_BXL_SFH015_EDHW100_AFP050_VDHW100_b100	2	SFH015	50%	FP	REF	B/W
SYS2_BXL_SFH015_EDHW100_AFP200_VDHW100_b100	2	SFH015	200%	FP	REF	B/W
SYS3_BXL_SFH015_EDHW100_AFP050_VDHW100_b100	3	SFH015	50%	FP	REF	B/W
SYS3_BXL_SFH015_EDHW100_AFP200_VDHW100_b100	3	SFH015	200%	FP	REF	B/W
SYS4_BXL_SFH015_EDHW100_AFP050_VDHW100_b100	4	SFH015	50%	FP	REF	B/W
SYS4_BXL_SFH015_EDHW100_AFP200_VDHW100_b100	4	SFH015	200%	FP	REF	B/W
SYS1_BXL_SFH015_EDHW100_AFP100_VDHW050_b100	1	SFH015	REF	FP	50%	B/W
SYS1_BXL_SFH015_EDHW100_AFP100_VDHW150_b100	1	SFH015	REF	FP	150%	B/W
SYS2_BXL_SFH015_EDHW100_AFP100_VDHW050_b100	2	SFH015	REF	FP	50%	B/W
SYS2_BXL_SFH015_EDHW100_AFP100_VDHW150_b100	2	SFH015	REF	FP	150%	B/W
SYS3_BXL_SFH015_EDHW100_AFP100_VDHW050_b100	3	SFH015	REF	FP	50%	B/W
SYS3_BXL_SFH015_EDHW100_AFP100_VDHW150_b100	3	SFH015	REF	FP	150%	B/W
SYS4_BXL_SFH015_EDHW100_AFP100_VDHW050_b100	4	SFH015	REF	FP	50%	B/W
SYS4_BXL_SFH015_EDHW100_AFP100_VDHW150_b100	4	SFH015	REF	FP	150%	B/W
SYS1_BXL_SFH045_EDHW100_AFP100_VDHW100_b100	1	SFH045	REF	FP	REF	B/W
SYS2_BXL_SFH045_EDHW100_AFP100_VDHW100_b100	2	SFH045	REF	FP	REF	B/W
SYS3_BXL_SFH045_EDHW100_AFP100_VDHW100_b100	3	SFH045	REF	FP	REF	B/W
SYS4_BXL_SFH045_EDHW100_AFP100_VDHW100_b100_BWHP	4	SFH045	REF	FP	REF	B/W
SYS4_BXL_SFH045_EDHW100_AFP100_VDHW100_b100_AWHP	4	SFH045	REF	FP	REF	A/W
SYS1_BXL_SFH045_EDHW100_AFP050_VDHW100_b100	1	SFH045	50%	FP	REF	B/W
SYS1_BXL_SFH045_EDHW100_AFP200_VDHW100_b100	1	SFH045	200%	FP	REF	B/W
SYS2_BXL_SFH045_EDHW100_AFP050_VDHW100_b100	2	SFH045	50%	FP	REF	B/W
SYS2_BXL_SFH045_EDHW100_AFP200_VDHW100_b100	2	SFH045	200%	FP	REF	B/W
SYS3_BXL_SFH045_EDHW100_AFP050_VDHW100_b100	3	SFH045	50%	FP	REF	B/W
SYS3_BXL_SFH045_EDHW100_AFP200_VDHW100_b100	3	SFH045	200%	FP	REF	B/W
SYS4_BXL_SFH045_EDHW100_AFP050_VDHW100_b100	4	SFH045	50%	FP	REF	B/W
SYS4_BXL_SFH045_EDHW100_AFP200_VDHW100_b100	4	SFH045	200%	FP	REF	B/W
SYS1_BXL_SFH045_EDHW100_AFP100_VDHW050_b100	1	SFH045	REF	FP	50%	B/W
SYS1_BXL_SFH045_EDHW100_AFP100_VDHW150_b100	1	SFH045	REF	FP	150%	B/W
SYS2_BXL_SFH045_EDHW100_AFP100_VDHW050_b100	2	SFH045	REF	FP	50%	B/W
SYS2_BXL_SFH045_EDHW100_AFP100_VDHW150_b100	2	SFH045	REF	FP	150%	B/W
SYS3_BXL_SFH045_EDHW100_AFP100_VDHW050_b100	3	SFH045	REF	FP	50%	B/W
SYS3_BXL_SFH045_EDHW100_AFP100_VDHW150_b100	3	SFH045	REF	FP	150%	B/W
SYS4_BXL_SFH045_EDHW100_AFP100_VDHW050_b100	4	SFH045	REF	FP	50%	B/W
SYS4_BXL_SFH045_EDHW100_AFP100_VDHW150_b100	4	SFH045	REF	FP	150%	B/W
SYS1_BXL_SFH045_EDHW100_AVT100_VDHW100_b100	1	SFH045	REF	VT	REF	B/W
SYS2_BXL_SFH045_EDHW100_AVT100_VDHW100_b100	2	SFH045	REF	VT	REF	B/W
SYS3_BXL_SFH045_EDHW100_AVT100_VDHW100_b100	3	SFH045	REF	VT	REF	B/W
SYS4_BXL_SFH045_EDHW100_AVT100_VDHW100_b100	4	SFH045	REF	VT	REF	B/W
SYS1_BXL_SFH100_EDHW100_AFP100_VDHW100_b100	1	SFH100	REF	FP	REF	B/W
SYS2_BXL_SFH100_EDHW100_AFP100_VDHW100_b100	2	SFH100	REF	FP	REF	B/W
SYS3_BXL_SFH100_EDHW100_AFP100_VDHW100_b100	3	SFH100	REF	FP	REF	B/W
SYS4_BXL_SFH100_EDHW100_AFP100_VDHW100_b100_BWHP	4	SFH100	REF	FP	REF	B/W
SYS4_BXL_SFH100_EDHW100_AFP100_VDHW100_b100_AWHP	4	SFH100	REF	FP	REF	A/W
SYS1_BXL_SFH100_EDHW100_AFP050_VDHW100_b100	1	SFH100	50%	FP	REF	B/W
SYS1_BXL_SFH100_EDHW100_AFP200_VDHW100_b100	1	SFH100	200%	FP	REF	B/W
SYS2_BXL_SFH100_EDHW100_AFP050_VDHW100_b100	2	SFH100	50%	FP	REF	B/W
SYS2_BXL_SFH100_EDHW100_AFP200_VDHW100_b100	2	SFH100	200%	FP	REF	B/W
SYS3_BXL_SFH100_EDHW100_AFP050_VDHW100_b100	3	SFH100	50%	FP	REF	B/W
SYS3_BXL_SFH100_EDHW100_AFP200_VDHW100_b100	3	SFH100	200%	FP	REF	B/W
SYS4_BXL_SFH100_EDHW100_AFP050_VDHW100_b100	4	SFH100	50%	FP	REF	B/W
SYS4_BXL_SFH100_EDHW100_AFP200_VDHW100_b100	4	SFH100	200%	FP	REF	B/W
SYS1_BXL_SFH100_EDHW100_AFP100_VDHW050_b100	1	SFH100	REF	FP	50%	B/W
SYS1_BXL_SFH100_EDHW100_AFP100_VDHW150_b100	1	SFH100	REF	FP	150%	B/W
SYS2_BXL_SFH100_EDHW100_AFP100_VDHW050_b100	2	SFH100	REF	FP	50%	B/W
SYS2_BXL_SFH100_EDHW100_AFP100_VDHW150_b100	2	SFH100	REF	FP	150%	B/W
SYS3_BXL_SFH100_EDHW100_AFP100_VDHW050_b100	3	SFH100	REF	FP	50%	B/W
SYS3_BXL_SFH100_EDHW100_AFP100_VDHW150_b100	3	SFH100	REF	FP	150%	B/W
SYS4_BXL_SFH100_EDHW100_AFP100_VDHW050_b100	4	SFH100	REF	FP	50%	B/W
SYS4_BXL_SFH100_EDHW100_AFP100_VDHW150_b100	4	SFH100	REF	FP	150%	B/W

Table: Variants regarding components and components size considered in the simulation analysis.

To gain insight in the robustness of system performance under varying circumstances, the domestic hot water energy demand profile is varied for a selection of the system configurations. The system sizing is not adapted accordingly. The systems are sized for 100%T44 profile. Only B/W heat pumps, flat plate solar thermal collectors and SFH015 building are considered. Following table gives an overview of the variants regarding domestic hot water energy demand profile for a selection of the system configurations considered in the simulation analysis.

simulation code	System	T _{DHW,tank,set} [°C]	DHW energy demand %T44
SHP1_DHW_40_100	1	40	100
SHP1_DHW_45_100	1	45	100
SHP1_DHW_50_100	1	50	100
SHP1_DHW_55_100	1	55	100
SHP1_DHW_60_100	1	60	100
SHP1_DHW_45_43	1	45	43
SHP1_DHW_55_43	1	55	43
SHP1_DHW_45_87	1	45	87
SHP1_DHW_55_87	1	55	87
SHP1_DHW_45_130	1	45	130
SHP1_DHW_55_130	1	55	130
SHP1_DHW_45_174	1	45	174
SHP1_DHW_55_174	1	55	174
SHP1_DHW_45_217	1	45	217
SHP1_DHW_55_217	1	55	217
SHP2_DHW_40_100	2	40	100
SHP2_DHW_45_100	2	45	100
SHP2_DHW_50_100	2	50	100
SHP2_DHW_55_100	2	55	100
SHP2_DHW_60_100	2	60	100
SHP2_DHW_45_43	2	45	43
SHP2_DHW_55_43	2	55	43
SHP2_DHW_45_87	2	45	87
SHP2_DHW_55_87	2	55	87
SHP2_DHW_45_130	2	45	130
SHP2_DHW_55_130	2	55	130
SHP2_DHW_45_174	2	45	174
SHP2_DHW_55_174	2	55	174
SHP2_DHW_45_217	2	45	217
SHP2_DHW_55_217	2	55	217

Table: variants regarding domestic hot water energy demand profile.

Evaluation

Energy performance indicators; SPF, SPF of components, Share of SC and HP, are calculated according to the same principles as used in the evaluation of the in-situ measurements.

Results

Preliminary sizing

A preliminary sizing is executed to determine the size of the components of all the system configurations. Based on these reference values, the size of the components of the variants are calculated. Following table gives an overview of the preliminary sizing results.

Building	SFH015	SFH045	SFH100
DHW profile %T44 [%]	100	100	100
$T_{DHW,tank}$ [°C]	55	55	55
$Q_{BUI,SH}$ [W]	2840	4780	8868
$V_{SH,tank*}$ [l]	82	137	128
Q_{DHW} [W]	3398	3398	3398
$V_{DHW,tank*}$ [l]	260	260	260
t_{DHW} [h]	4.0	4.0	4.0
Q_{HP*} [W]	3399	4780	8868
β_{res} [-]	1.20	1.00	1.00
l_{BHE} [m]	54	75	119
A_{SC} [m] Flat plate 100%	5.2	5.2	5.2
A_{SC} [m] Vacuum tube 100%	5.2	5.2	5.2

* Results are rounded to above to the nearest integer (except β_{res} which is rounded to the nearest second decimal and except A_{SC} which is rounded to above to the nearest decimal)

Table: preliminary sizing results.

The factor β_{res} is greater than 1 because DHW demand is determining for the sizing of the HP.

The results of the pump sizing (total circuit pressure loss, flow rate to be handled and pump choice) can be found in the original Polysun file. All pumps are of type ZW_Pump_25-30 except the pumps on the secondary side of the HP of system 2 and system 3 and the pump of the space heating circuit of system 1 and system 4.

Influence of system configurations and buildings energy demand

For SFH015 SPF of the SPF of system 1, 2, 3 and 4 is respectively 3.40, 4.25, 3.71 and 3.86.

For SFH015 system 2 and 4 perform best. Remarkably these are the systems that do not apply part of the solar thermal yield for space heating. It seems appropriate to keep the installation as simple as possible. This is also corresponding to the low energy demand of this type of building, in which the question of augmented cost versus energy performance improvement is relevant. It should be emphasized that improvements on the system sizing, hydraulics and control may influence the SPF and the ranking of the respective system configurations in view of their energy performance.

Influence of DHW tank volume

For SFH015, SPF increases with greater tank volume, but a stabilizing trend can be noticed for all system configurations. The influence of increasing tank volume neutralizes around 100%, indicating a fairly good tank volume sizing of the reference. **This should be checked with other SFH.** Following figure shows the influence of DHW tank volume on SPF for SFH015.

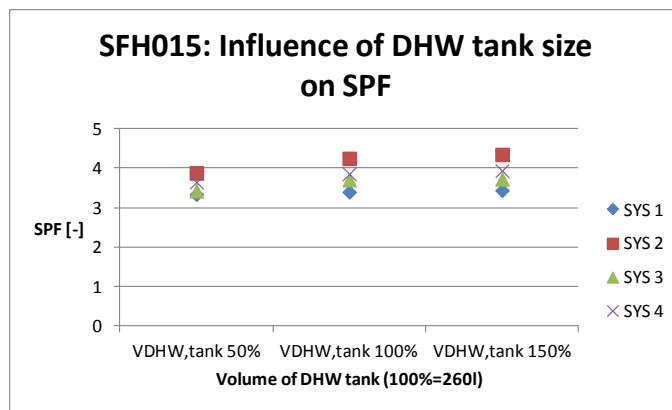


Figure: influence of DHW tank volume on SPF for SFH015.

Influence of solar thermal collector area

For SFH015, doubling the area of solar thermal collectors can augment the SPF by 0.4 to 0.6.

Following figure shows the influence of collector area on SPF for SFH015.

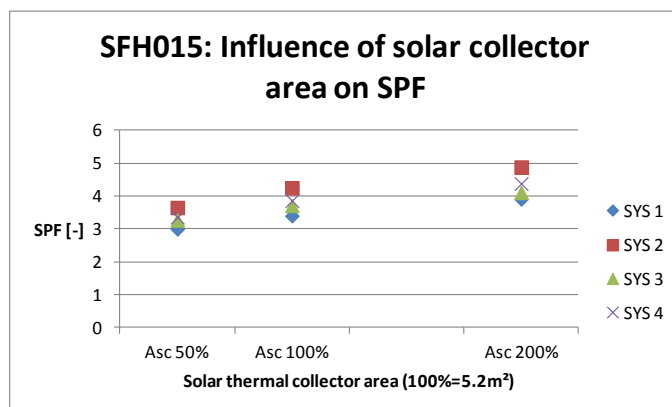


Figure: influence of solar thermal collector area on SPF for SFH015.

References:

ANRE; 2005; Code van goede praktijk voor de toepassing van warmtepompsystemen in de woningbouw [in Dutch]; Ministerie van de Vlaamse Gemeenschap, afdeling natuurlijke rijkdommen en energie (ANRE); 2005;

CEN; 2011; EN 14511: Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling; European Committee for Standardization (CEN), Brussels; 2011;

CEN; 2007; EN 15450: Heating systems in buildings – Design of heat pump heating systems; European Committee for Standardization (CEN), Brussels; 2007;

Desmedt J., Van Bael J., Hoes H., Robeyn N.; 2012; Experimental performance of borehole heat exchangers and grouting materials for ground source heat pumps; International Journal of Energy Research; 2012 (36); 1238-46; 2012;

Dott R., Haller M.Y., Ruschenburg J., Ochs F., Bony J.; 2013; The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 - Part B: Buildings and Space Heat Load - A technical Report of Subtask C - Report C1 part B; Institut Energie am Bau - Fachhochschule Nordwestschweiz, IEBau - FHNW, Muttenz, Switzerland; September 6 2013;

Grundfos; 2008; Verwarmingssystemen in woonhuizen - Grundfos installatiehandboek 4e editie [in Dutch]; 2008;

Haller M. Y., Dott R., Ruschenburg J., Ochs F., Bony J.; 2013; The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 - Part A: General Simulation Boundary Conditions - A technical report of subtask C - Report C1 Part A; Institut für Solartechnik SPF, Hochschule für Technik HSR; November 8 2013;

Haller M.; 2013; Hydraulic Integration of Heat Pumps with Combistores; SHP Symposium: Solar Thermal and Heat Pump Systems for Residential Applications; Mechelen, Belgium; April 8 2013;

Henning H.-M., Miara M.; 2008; Systems using solar thermal energy in combination with heat pumps – 1st concept paper; 64th ExCo meeting; Winterthur, Switzerland; November 19-21 2008;

McCorry M., Jones G.Ll. (eds); 2011; Geotrained Training Manual for Designers of Shallow Geothermal Systems; Geotrained, European Federation of Geologists; Brussels; 2011;

Vervotte I.; 2007; Besluit van de Vlaamse regering betreffende de preventie van de veteranenziekte op publiek toegankelijke plaatsen; Brussel, België; 9 februari 2007;

VITO; 2007; Beste Beschikbare Technieken (BBT) voor Legionella-beheersing in Nieuwe Sanitaire Systemen; BBT-Kenniscentrum, Vlaamse Instelling voor Technologisch Onderzoek (VITO); Mol, Belgium; April 2007;

WHO; 2007; Legionella and the prevention of Legionellosis; World Health Organization (WHO); Geneva, Switzerland; ISBN 92 4 156297 8; 2007;

WPZ; 2014a; Prüfredultate Luft/Wasser-Wärmepumpen basierend auf der EN 14511:2011; WPZ, Wärmepumpen Testzentrum; www.wpz.ch; January 9 2014;

WPZ; 2014b; Prüfredultate Sole/Wasser- und Wasser/Wasser-Wärmepumpen basierend auf der EN 14511:2011; WPZ, Wärmepumpen Testzentrum; www.wpz.ch; January 9 2014;

WTCB; 2008; Twintig Legionella-ricopunten in sanitaire installaties [in Dutch]; Wetenschappelijk en Technisch Centrum voor het Bouwbedrijf (WTCB) afdeling technische uitrustingen; February 2008;

WTCB; 1999; TVN 212 leidraad voor de installatie van zonneboilers [in Dutch]; Wetenschappelijk en Technisch Centrum voor het Bouwbedrijf; 2e uitgave; Brussel; juni 1999;

Appendix A: Description of the reference components

This appendix describes the characteristics of the various components to be used in the reference systems.

Heat Pumps

Average values for thermal capacity versus electrical consumption at various working conditions from test results [WPZ; 2014a][WPZ; 2014b] are used for A/W, B/W and W/W heat pumps. Values of test results for at least 3 different working conditions should be available to retain the test results in the analysis and should include the reference working conditions for the respective type of heat pump.

Brine/Water Heat Pumps

Heat pumps with refrigerant R407C occur most frequent in the dataset of Brine/Water heat pumps (B/W HPs). The dependency of COP on thermal capacity is small for heat pumps with refrigerant R407C within a small interval of thermal capacity. The dependency of COP on thermal capacity is neglected.

For the B/W heat pumps to be used in Polysun analysis B/W HPs with R407C are considered. The average COP of all WPZ data entries of HPs with refrigerant R407C tested not earlier than 2013 (#=6) is used. (The COPs of the sole entry of a HP tested not earlier than 2013 with thermal capacity below 10kW (;Striega-Therm AG SWU8) within the dataset of these 6 entries corresponds well with the average COPs for the various working conditions considered.) The volume flow rate (of the water at the condenser side) is calculated as function of the thermal capacity at B0/W35-30 (V_{35}). Per kW thermal capacity the B/W HP contains 0.21kg refrigerant.

Following table contains a summary of the input parameters for B/W HP. The COP values are obtained from tests according to EN14511: 2011 [].

	Heat. cap. [kW] at B0/W35	Refrigerant	Volume flow adjustment working conditions:	V_{35}	V_{35}	V_{35}	V_{45}	V_{45}	V_{55}	V_{55}	V_{55}	Volume flow [m ³ /h]	cooling agent amount [kg]
B/W HP input	0.0-10.0	R407C	COP [-]:	5.0	4.5	3.9	3.9	3.5	3.3	2.9	2.7	0-1.72	0-2.1
Coefficient (apply on thermal capacity at B0/W35)				1.17	1.00	0.88	1.10	0.95	1.06	0.91	0.81		

Table: input parameters for B/W heat pumps.

Translated to the thermal capacity resulting from the system sizing, the input in Polysun becomes:

Polysun	Heat. cap. at B0/W35 [W]	Refrigerant	Volume flow adjustment working conditions:	V_{35}	V_{35}	V_{35}	V_{45}	V_{45}	V_{55}	V_{55}	V_{55}	Volume flow [m ³ /h]	cooling agent amount [kg]
B/W HP input	3399	R407C	COP [-]	5.0	4.5	3.9	3.9	3.5	3.3	2.9	2.7	0.58	0.7
			Thermal capacity [W]	3973	3399	2982	3731	3214	3608	3083	2743		
			Electrical Input Power [W]	795	764	757	947	910	1087	1051	1031		
	4780	R407C	COP [-]	5.0	4.5	3.9	3.9	3.5	3.3	2.9	2.7	0.82	1.0
			Thermal capacity [W]	5588	4780	4193	5246	4520	5073	4335	3857		
			Electrical Input Power [W]	1118	1074	1064	1332	1279	1528	1478	1450		
	5321	R407C	COP [-]	5.0	4.5	3.9	3.9	3.5	3.3	2.9	2.7	0.92	1.1
			Thermal capacity [W]	6220	5321	4668	5840	5032	5648	4826	4293		
			Electrical Input Power [W]	1244	1196	1185	1482	1424	1701	1645	1614		
	8868	R407C	COP [-]	5.0	4.5	3.9	3.9	3.5	3.3	2.9	2.7	1.53	1.9
			Thermal capacity [W]	10366	8868	7779	9733	8386	9412	8042	7156		
			Electrical Input Power [W]	2073	1993	1974	2470	2374	2835	2742	2690		

Table: input parameters for B/W heat pumps.

Air/Water Heat Pumps

Refrigerant R407C occurs more frequent in the complete dataset of Air/Water (A/W) heat pumps [WPZ; 2014a]. For the heat pumps tested according to EN: 14511: 2011 - these are considered to be the most recent HPs - HPs with refrigerant R410A with output modulation using frequency inverter occur most frequent in the dataset. The dependency of COP on thermal capacity is neglected.

For the A/W heat pumps to be used in Polysun analysis R407C A/W heat pumps are considered. The average COP of all WPZ data entries of A/W heat pumps with refrigerant R407C tested according to EN 14511: 2011 (#=7) is used. The volume flow rate (of the water at the condenser side) is calculated as function of the thermal capacity at A2/W35 (V_{35}). Per kW thermal capacity the A/W HP contains 0.61kg refrigerant.

Following table contains a summary of the input parameters for A/W heat pumps:

	Heat. Cap. at A2/W35 [kW]	Refrigerant	Volume flow adjustment	V_{35}	V_{35}	V_{35}	V_{35}	V_{35}	V_{45}	V_{55}	V_{55}	Volume flow [m ³ /h]	cooling agent amount [kg]
				A10 / W35 (80% r. H.)	A7 / W35 - 30 (89% r. H.)	A2 / W35 (84% r. H.)	A-7 / W35 (75% r. H.)	A-15 / W35 (--)	A7 / W45 - 40 (89% r. H.)	A7 / W55 - 47 (89% r. H.)	A-7 / W55 (75% r. H.)		
A/W HP input	0.0-10.0	R407C	COP [-]	4.5	4.2	3.7	3.1	2.5	3.5	2.9	2.1	0-1.72	0-6.1
	Coefficient (apply on thermal capacity at A2/W35)			1.31	1.19	1.00	0.85	0.69	1.18	1.15	0.84		

Table: input parameters for A/W heat pumps.

Translated to the thermal capacity resulting from the system sizing, the input in Polysun becomes:

Polysun	Heat. cap. at A2/W35 [W]	Refrigerant	Volume flow adjustment	V_{35}	V_{35}	V_{35}	V_{35}	V_{35}	V_{45}	V_{55}	V_{55}	Volume flow [m ³ /h]	Cooling agent amount [kg]
A/W HP input	3399	R407C	working conditions:	A10 / W35	A7 / W35 - 30	A2 / W35	A-7 / W35	A-15 / W35	A7 / W45 - 40	A7 / W55 - 47	A-7 / W55		
			COP [-]	4.5	4.2	3.7	3.1	2.5	3.5	2.9	2.1	0.58	2.07
			Thermal capacity [W]	4453	4042	3399	2882	2335	4018	3897	2843		
			Electrical Input Power [W]	993	962	929	930	929	1162	1364	1327		
	4780	R407C	COP [-]	4.5	4.2	3.7	3.1	2.5	3.5	2.9	2.1	0.82	2.92
			Thermal capacity [W]	6262	5684	4780	4052	3284	5650	5480	3998		
			Electrical Input Power [W]	1396	1353	1307	1307	1306	1634	1918	1866		
	5321	R407C	COP [-]	4.5	4.2	3.7	3.1	2.5	3.5	2.9	2.1	0.92	3.25
			Thermal capacity [W]	6971	6328	5321	4511	3656	6290	6101	4451		
			Electrical Input Power [W]	1554	1507	1455	1455	1454	1819	2135	2077		
	8868	R407C	COP [-]	4.5	4.2	3.7	3.1	2.5	3.5	2.9	2.1	1.53	5.41
			Thermal capacity [W]	11618	10546	8868	7518	6093	10483	10167	7417		
			Electrical Input Power [W]	2590	2511	2425	2425	2423	3032	3559	3461		

Table: input parameters for A/W heat pumps.

Ground heat exchanger

When part of the system configuration, the ground heat exchanger is a double U-tube vertical borehole heat exchanger. Its characteristics are adopted from T44 [Haller et al.; 2013];

- vertical borehole heat exchanger with double-U pipes (two U-loops in parallel; geometrical configuration at the U-turn $r/D_i=2$).
- borehole diameter = 0.18m
- pipe material: PE80 32/26; inner diameter of pipes = 0.026m; pipe roughness $\varepsilon=0.002\text{mm}$.
- maximum admitted fluid temperature = 90°C
- Single borehole: g-value 1, 2, 3, 4, 5 respectively = 4.82, 5.69, 6.29, 6.57, 6.6
- Ground loop length: according to system sizing (see chapter on preliminary system sizing; HP Source side heat exchanger)
- specific heat capacity of the filling material = 1.65 kJ/kgK
- density of the filling material = 2000 kg/m³
- heat conductivity of the filling material (λ) = 2.0 W/mK

- Ground loop preload time = 5years (see chapter on preliminary system sizing; HP Source side heat exchanger)
- Annual withdrawn energy = 100kWh per year and per meter BHE length (maximum) (see chapter on preliminary system sizing; HP Source side heat exchanger)
- EWS file: no
- BHE loop fluid=Polypropylene mixture (33.3% mass fraction)

Solar thermal collector

The various units of solar thermal collectors are applied in parallel.

Flat plate solar thermal collectors

The specifications of the solar thermal flat plate collectors (SCFP) applied in simulation are the result of an analysis of 14 Polysun catalogue entries of flat plate collectors of 2m² gross area with recent test date completed by data taken from TVN 212 [WTCB; 1999] reference collector and Polysun catalogue entry number 3 ("flat-plate, good quality" specifications by SPF):

- orientation: south (azimuth = 0°) (TVN 212) [Haller et al.; 2013]
- angle (between collector and horizontal plane) = 45° (TVN 212) [Haller et al.; 2013]
- rotation of the collector plane = 0°
- derived from 14 Polysun catalogue flat plate collectors of 2m² gross area with test date ≥2013:
 - gross area = 2m²
 - aperture area=absorber area = 1.87m²
 - internal diameter = 7mm
 - single pipe length = 1.85m
 - parallel piping = 8
 - pipe roughness ε = 0.1mm
 - linear form factor = 1
 - friction factor = 0
 - optical efficiency η_0 = 0.793 at laminar flow in pipes of the collector
 - optical efficiency η_0 = 0.793 at turbulent flow in pipes of collector
 - linear heat loss coefficient without wind = 3.72 W/(m²K)
 - linear heat loss coefficient with wind (3±1 m/s) = 4.14 W/(m²K) (according to EN12975)
 - quadratic heat loss coefficient = 0.013 W/(m²K²) (according to EN12975)
 - dynamic heat capacity = 16016 J/K
 - diffuse irradiation fraction = 0
 - volume = 1.66l
 - test flow rate = 100 l/h
 - maximum flow rate = 2000 l/h
 - maximum pressure = 10 bar
 - maximum temperature = 182 °C
- no tracking
- no shade

- wind speed at the collector plane = 50% of the wind speed taken from climatic data [Haller et al.; 2013]
- solar loop fluid: polypropylene mixture (33.3% mass fraction)

Following table gives an overview of SCFP input.

collector type	test date	absorber area [m²]	aperture area [m²]	gross area [m²]	eta0 (laminar) [-]	eta0 (turbulent) [-]	A1 (without wind) [W/m²/K]	A1 (with wind) [W/m²/K]	A2 [W/m²/K²]	dyn. heat capacity [J/K]	North-South axis	diffuse irradiation fraction
Flat-plate collector	2013	1.87	1.87	2	0.793	0.793	3.723	4.136	0.013	16016	North-South	0
	volume [l]	internal pipe diameter [mm]	single pipe length [m]	parallel piping	pipe roughness [mm]	linear form factor	friction factor	fluid for test	test flow rate [l/h]	max. flow rate [l/h]	max pressure [bar]	max. temperature [°C]
	1.66	7	1.85	8	0.1	1	0	Water	100	2000	10	182

Table: SCFP input parameters.

Incident angle modifier (IAM) model and angle factors are copied from Polysun catalogue entry number 3 (“flat-plate, good quality”).

Vacuum tube solar thermal collectors

The specifications of the vacuum tube solar thermal collectors (SCVT) applied in simulation are the result of an analysis of 9 Polysun catalogue entries of vacuum tube solar thermal collector with gross area in between 1.9 and 2.1m².

Following table gives an overview of SCVT input parameters.

collector type	test date	absorber area [m²]	aperture area [m²]	gross area [m²]	eta0 (laminar) [-]	eta0 (turbulent) [-]	A1 (without wind) [W/m²/K]	A1 (with wind) [W/m²/K]	A2 [W/m²/K²]	dyn. heat capacity [J/K]	North-South axis	diffuse irradiation fraction
Tube collector	2013	1.32	1.32	2.00	0.658	0.658	1.299	1.367	0.017	38958	North-South	0
	volume [l]	internal pipe diameter [mm]	single pipe length [m]	parallel piping	pipe roughness [mm]	linear form factor	friction factor	fluid for test	test flow rate [l/h]	max. flow rate [l/h]	max pressure [bar]	max. temperature [°C]
	0.88	7	2.02	7	0.1	1	0	Water	0	0	10	200

Table: SCVT input parameters.

IAM model and angle factors copied from catalogue entry number: 14416: SUNSYSTEM VTC15; NES New Energy Systems Ltd.; Fraunhofer ISE; Tube collector tested in 2013.

Tank

Geometry

The area of a cylindrical tank is minimal for equal volume when the height of the tank is equal to the diameter of the tank. To benefit from thermal stratification and for practical convenience, the height is taken to be at least twice the diameter.

$$h_{\text{tank}} = 2 * D_{\text{tank}}$$

With:

h_{tank} = height of tank (excluding top and bottom bulge height) [m] (maximum is set at 2m)

D_{tank} = diameter of tank [m] (maximum is set at 1m)

The bulge height is taken to be 0.1m for all tanks and is to be added for both top and bottom to obtain total height of the tank. The bulge volume is taken equal to 75% of its circumscribed cylinder.

The volume then becomes equal to the volume of an equivalent cylinder with height:

$$h_{\text{equivalent,cylinder}} = 2 * D_{\text{tank}} + 1.5 * h_{\text{bulge}}$$

in which:

$$h_{\text{equivalent,cylinder}} = \text{height of an equivalent cylinder with same volume as the tank [m]}$$

$$h_{\text{bulge}} = \text{height of each bulge [m]} = 0.1$$

$$V_{\text{tank}} = \pi * (D/2)^2 * h_{\text{equivalent,cylinder}}$$

Substituting $h_{\text{equivalent,cylinder}}$ results in:

$$V_{\text{tank}} = \pi * D^3/2 + 1.5 * h_{\text{bulge}} * \pi * D^2/4$$

in which:

$$V_{\text{tank}} = \text{Volume of the tank [m}^3\text{]}$$

For h_{bulge} taken 0.1m and a given volume, solving the equation results in tank diameter D_{tank} .
tank height h_{tank} results from $h_{\text{tank}} = 2 * D_{\text{tank}}$.

Upper coil: simmer pipe 25x2.5

$$h_{\text{upper coil}} = h_{\text{tank}} * 0.30/1.05$$

$$h_{\text{lower coil}} = h_{\text{tank}} * 0.50/1.05$$

$$A_{\text{upper coil}} = V_{\text{tank}} * 1.8/0.260$$

$$A_{\text{lower coil}} = V_{\text{tank}} * 3.6/0.260$$

In which:

$$h_{\text{upper coil}} = \text{height of the upper coil [m]}$$

$$h_{\text{lower coil}} = \text{height of the lower coil [m]}$$

$$h_{\text{tank}} = \text{height of tank (excluding bulges) [m]}$$

$$A_{\text{upper coil}} = \text{area of the upper coil [m}^2\text{]}$$

$$A_{\text{lower coil}} = \text{area of the lower coil [m}^2\text{]}$$

$$V_{\text{tank}} = \text{volume of DHW tank [m}^3\text{]}$$

Position of lower coil (port number 1 pos. C[1]) =54 % (This corresponds with the position of the middle of layer number 7 (numbering according to Polysun manual).) Applying the equation for the height of the lower coil, this results in the outflow at layer number 1 (numbering according to Polysun manual).

Position of upper coil (port number 3 pos. C[3]) =96 % (This corresponds with the position of the middle of layer number 12 (numbering according to Polysun manual).) Applying the equation for the height of the upper coil, this results in the outflow at layer number 8 (numbering according to Polysun manual).

(The position of the coils refers to the height of the top connection of each coil relative to the tank height. For more information, please refer to the Polysun manual [Vela Solaris; 2014].)

Materials, thickness and insulation

Tank material: enameled steel

Combitank material: steel

Tank wall thickness: 2.5mm

Combitank wall thickness: 3mm

Connection losses =0.2W/K (S-bending at ports and lower connection of one coil=0.1 and upper connection of one coil=0.1W/K)

Inflow damping: 100%

Tank insulation level:

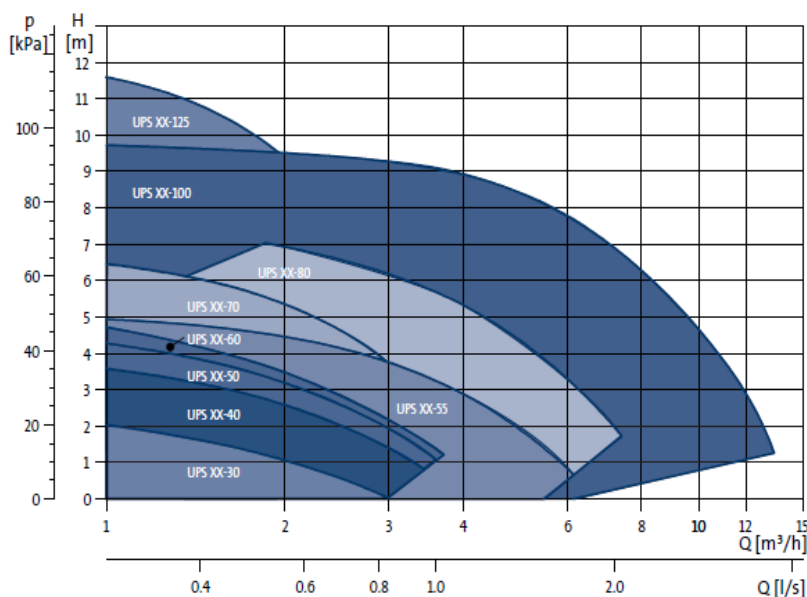
insulation thickness [mm]	insulation thermal conductivity λ . [W/(mK)]	
DHW tank volume [l]	>0,03	$\leq 0,03$
400	100	80
between 400 and 2000	120	100
more than 2000	160	120

Table: minimum insulation thickness of DHW tank of solar thermal system as function of thermal conductivity of insulation material and of DHW tank volume [WTCB; 1999]

These insulation levels are applied for all tanks (not limited to the tanks for DHW storage only). Rigid PU foam is applied (Polysun catalogue (entry number 20 in the material catalog); thermal conductivity $\lambda=0.03\text{W}/(\text{mK})$).

Pumps

Technical specifications from a range of pumps from one manufacturer have been adopted for use in the simulations.



Pump characteristic curves of pumps taken from Grundfos UPS range [Grundfos; 2008].

The characteristic curves of the selected pump range were translated to equations of paraboles.

$$\Delta p = C_1 * (C_2 - q)^{0.5}$$

in which:

Δp = Pump Head [kPa]

q = Flow rate of the pump [l/h]

C_1 & C_2 = characteristic coefficients of the pump [-]

Following table defines the performance curves of the pumps used.

	ZW_Pump_25-30	ZW_Pump_25-40	ZW_Pump_25-50	ZW_Pump_25-55	ZW_Pump_25-60	ZW_Pump_25-80
C_1	0.493	0.710	0.822	0.682	0.820	0.843
C_2	3000	3500	4000	6500	4500	9000
P [W]*	370	35	45	55	60	175
P [W]**	40	45	55	115	65	210
P [W]***	40	45	55	60	65	210

* data taken from Polysun catalog (level 2)

** data taken from technical specifications (level 2)

*** data used for ZW project simulations

Table: Characteristic coefficients and power of the pumps.

The graph in following figure contains the curves of the pumps used for pump selection.

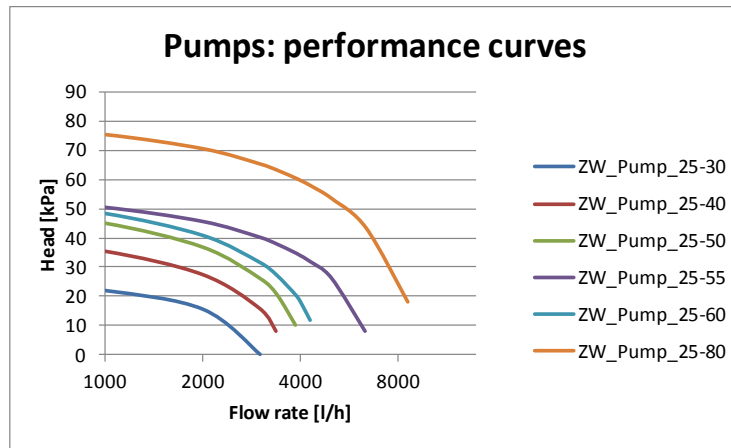


Figure: Parabolic fits of the performance curves of the pumps used for pump selection

The original specifications obtained from the Polysun databank (performance curves) and from the manufacturers specifications (nominal power) are used in the simulations.

Pipes

Except otherwise stated at the component description (e.g. heating system, BHE, solar collector and tank coils) copper pipe are applied with external diameter of 22mm, internal diameter of 20mm; length of 1m, insulated by 20mm thick loose glass fibres and mineral wool with a thermal conductivity λ equal to 0.045 W/(mK). These pipes have a pipe roughness of 0.002mm. They are applied indoors with 10% of recoverable losses. The linear form factor for pressure drop multiplication to account for pipe bends, joints, etc. is equal to 1.

The pipes to and from the solar collector each have a length of 15m [Haller et al.; 2013].

The pipes to and from the BHE each have a length of 10m.

Appendix B: Simplifications concerning the building input

This appendix describes the simplifications regarding the building that were introduced as a result of the limitations of Polysun software.

It is not possible to insert an inclined roof in Polysun. The geometry of the building is simplified in Polysun as a rectangular volume.

The ventilation flow rate (for the purpose of ventilation heat loss calculation) is calculated as follows: 'air change rate' multiplied by inner volume in which inner volume is calculated as follows: 'heated/air-conditioned living area' multiplied by 'floor height' in Polysun [Personal communication with the Polysun helpdesk].

The transmission heat loss area (for the purpose of transmission heat loss calculation) is equal to the area of a rectangular volume with (length x width x height) equal to ('length of building' x 'width of building' x ('number of floors' multiplied by 'floor height')).

The total thermal capacity of the building [kJ/K] (for the purpose of calculation of time-dependent thermal behavior) is calculated as follows; heat capacity of the building (expressed in [kJ/m²/K]) multiplied by the transmission heat loss area (determined according to the description in the previous alinea).

The heated/air-conditioned living area is calculated as the product of (length of building), (width of building) and (number of floors).

In order to enable a correct output of reported values of (or in relation to) the net area heated/air-conditioned floor, the choice is made to construct an equivalent rectangular volume with the area of ground surface equal to the internal area of the ground surface of the original building and the number of floors is kept equal to the number of floors in the original building. This is the reason why it is chosen to translate the (geometrical characteristics and wherever needed parameters related to building physics of the) original building to a rectangular volume matching the internal dimensions of ground floor and volume of the original building. The floor height is then calculated so that the internal volume of the new building matches the internal volume of the original building. This enables to keep the air exchange rates for ventilation and infiltration (related to the internal dimensions of the building) equal for the new building and the original building. Such parameters include: air exchange rate and in- and exfiltration air exchange rate.

As the transmission losses are calculated in relation to the external dimensions, the overall heat loss coefficient U_m is recalculated so that the total heat transfer of the new rectangular building matches the total heat transfer of the original building.

The specific thermal capacity of the new building is calculated in relation to the new building geometry so that the total thermal capacity matches the total thermal capacity of the original building.

The manipulation of geometrical and physical parameters of the building as described above was required by the very simplified building model but results in equal total transmission and ventilation heat losses, equal heat gains and equal thermal capacity of the new rectangular building and original building.

Following steps summarize the method to determine the dimensions of the new rectangular geometry of the building for input in Polysun building component;

- 1) Length of building, width of building, number of floors of the new, rectangular building is kept equal to those of the original building. This results in equal heated/air-conditioned living area and parameters related to it of the new building and of the original building.
- 2) Floor height is calculated so that the volume of the new, rectangular building matches the internal volume of the original building. Parameters related to the internal volume of the building such as the air exchange rate for ventilation and infiltration of the original building can thus be used for the new building. The specific thermal capacity (related to the internal area of the building envelope) needs to be recalculated so that the total thermal capacity of the new building matches the total thermal capacity of the original building.
- 3) The parameters overall heat loss coefficient and window to wall area ratio are defined in relation to the new geometry and are recalculated so that the total transmission losses and solar heat gains of the new building are equal to those of the original building.

The calculation of thermal capacity of external walls of the original building is performed assuming a volume weighted average thermal capacity of the composing layers that are within the boundaries of thermal insulation of the building envelope. The total thermal capacity of the original building is calculated from specific values related to the exposed area (internal dimensions of the building). In concordance with T44, the calculation of the thermal capacity of the internal walls, all internal construction elements are replaced in simulation by a 200m² 0.2m thick clinker wall (thermal capacity= 0.92 kJ/(kg.K), density=650kg/m³) of which two sides are exposed. They are inserted in Polysun as part of the overall thermal capacity of the building.

Polysun allows input of internal heat gains by people (and electrical equipment) expressed specifically (to net floor area) and rounds off to the nearest integer. A detailed input is possible by adding the internal heat gains caused by electrical appliances and people in the input for internal heat gain by electrical equipment (2) expressed in power [W]. When postprocessing the results, the internal heat gain can be split up accordingly. The total internal heat gains for all buildings is 455.73W of which 47% is caused by electrical equipment and 53% by people.

Shading is taken into account when the room temperature is greater than 23.8°C and irradiation is reduced by 90%. This is a simplification imposed by the limited possibilities of Polysun in comparison to the more detailed calculation of shading according to T44 [Dott et al.; 2013].

For ventilation and infiltration air exchange rates it is not possible for either of the two to insert a value below 0.1. For the SFH015 a heat recovery with an effectiveness of 60% is applied on a total air exchange rate (for ventilation only) of 0.4. The airtightness reaches near zero infiltration rate. In Polysun an air exchange rate [1/hr] of 0.3, an air infiltration rate of 0.1 and a heat recovery gain [%] of 80 is inserted so that the air infiltration equals 0.1 air changes per hour and the ventilation heat loss equals 20% of 0.3 air changes per hour, adding up to a total loss rate (ventilation & infiltration) of 0.16 which is equal to $0.4 \cdot (1 - 0.6)$. The percentage of heat recovery gain relates just to the ventilation losses (air exchange) of the building [Personal communication with the Polysun helpdesk].

Natural ventilation is enabled in Polysun; this means that natural ventilation is used during hot days, particularly in summer time by opening windows [Vela Solaris; 2013]. It is enabled when the outside

temperature is at least 24°C and the inside temperature is higher than the outside temperature [Personal communication with the Polysun helpdesk]. No further details are available. A more detailed approach of free driven night ventilation depending on various criteria as used in the reference buildings of T44 [Dott et al.; 2013] could not be included in the building component in Polysun.

Appendix C: Pump sizing method

This appendix describes the method used for the selection of pumps. For each circuit, a pump is selected based on the circuit system curve and the pump performance curve according to following procedure:

Step 1: calculate the total flow rate to be handled in the circuit;

Step 2: calculate the total pressure loss in the circuit to be handled by the pump;

Step 3: construct the circuit system curve;

Step 4: choose an appropriate pump based on the performance curve.

Each of the steps is further explained in the following sections.

Total flow rate

In a first step, the total flow rate $q_{m,tot}$ to be handled in the circuit is calculated.

HP secondary circuit

The total flow rate to be handled in the secondary circuit of the HP is taken equal to the flow rate needed to provide the capacity of the HP at a temperature difference of 5°C;

$$q_{m,tot,sec} = q_{nom,HP}$$

in which:

$q_{m,tot,sec}$ = total flow rate in secondary circuit of HP (used for pump sizing) [kg/h]

$q_{nom,HP}$ = flow rate at $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$ to provide Q_{HP} [kg/h]

with:

Q_{HP} = thermal capacity of the HP [W]

Note regarding the BU-heater and the flow rate; the BU-heater is expected to augment the capacity of the HP at the total flow rate by augmenting the temperature, when the temperature difference becomes greater than ΔT in the case the capacity of the HP is insufficient.

note regarding ΔT for SFH 100; the design temperature regime of the space heating system (=temperature difference between supply and return pipes at design conditions) $\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$ [Dott et al.; 2013] instead of 5°C. However for DHW production the pump is sized to enable the delivery of Q_{HP} at $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$. For the purpose of pump sizing, both operational variants are taken into account.

HP primary circuit

In the case of BHE on the source side, the total flow rate of the primary circuit of the HP is calculated as a rate x of the total flow rate of the secondary circuit of the HP.

$$q_{m,tot,prim} = x * q_{m,tot,sec}$$

$$\text{with } x = q_{m,tot,prim} / q_{m,tot,sec}$$

x is calculated to enable the heat transfer necessary on the primary side to provide the capacity on the secondary side of the HP taking the temperature difference over the evaporator and the

condenser of the HP and the thermodynamic characteristics of the working fluids in the primary and secondary circuits into account. $Q_{BHE} = (1 - 1/COP_{\text{optimistic}}) * Q_{HP}$ and $Q_{BHE} = q_{m,tot,prim} * c_{pfBHE} * \Delta T_{\text{prim}} / 3600$ and $Q_{HP} = q_{m,tot,sec} * c_{pw} * \Delta T_{\text{sec}} / 3600$ together with $x = q_{m,tot,prim} / q_{m,tot,sec}$ leads to:

$$x = (1 - 1/COP_{\text{optimistic}}) * c_{pw} * \Delta T_{\text{sec}} / (c_{pfBHE} * \Delta T_{\text{prim}})$$

in which:

$q_{m,tot,prim}$	= total flow rate in primary circuit of heat pump (used for pump sizing) [kg/h]
ΔT_{prim}	= temperature difference over the evaporator [°C] = 5°C
ΔT_{sec}	= temperature difference over the evaporator [°C]. This is taken equal to 5°C
c_{pw}	= specific heat of water [J/(kg.K)] = 4187
c_{pfBHE}	= specific heat of fluid in the primary circuit of the heat pump [J/(kg.K)]
$COP_{\text{optimistic}}$	= optimistic value for the coefficient of performance used to size the BHE (see table above) [-]
x	= rate of total flow rate in secondary circuit of heat pump to be applied on secondary circuit of the HP (used for pump sizing) [kg/h]

Solar circuit

The flow rate is calculated based on the yearly maximum solar yield of the collector and a temperature difference of 10°C. The yearly maximum solar yield is calculated based on the optical efficiency of the collector and the number of collectors. This is the efficiency when the temperature of the absorber is equal to the ambient temperature (no collector envelope losses).

$$Q_{SC} = n * A_a * \eta_o * S_{t,max}$$

In which:

Q_{SC}	= yearly maximum solar yield for the solar collector total area [W]
n	= number of solar thermal collectors [-]
A_a	= aperture area of one solar thermal collector [m²]
η_o	= optical efficiency of the solar thermal collector [-]
$S_{t,max}$	= yearly maximum of total solar radiation incident on a unit area with ideal tilt and orientation for clear sky in Belgium [W/m²] = 1000

The total flow rate to enable the energy transfer at a certain temperature difference with given fluid characteristics can be calculated from the yearly maximum solar yield;

$$q_{m,tot,sol} = Q_{SC} * 3600 / (c_{pfsol} * \Delta T)$$

in which:

$q_{m,tot,sol}$	= total flow in solar loop (used for pump sizing) [kg/h]
Q_{SC}	= yearly maximum solar yield for the solar collector total area [W]
c_{pfsol}	= specific heat of fluid in the solar loop [J/(kg.K)]
ΔT	= temperature difference between inlet and outlet of the solar thermal collector [°C] = 10°C

Regeneration circuit

The same pump is taken for the regeneration circuit as in the primary loop of the heat pump. The flow rate is limited to the flow rate of the primary loop to limit the maximum temperature rise over the heat exchanger in the regeneration circuit. This is done to reduce the risk of overheating the

borehole heat exchanger and the temperature level at the evaporator of the heat pump. The maximum of this temperature rise occurs in the case of the smallest heat pump in combination with the largest area of solar collectors and is about 14°C in design conditions.

Pipe sections

The speed in all the pipes in the circuits should be limited. This can be done by choosing larger pipe sections if needed.

Starting from the calculated flow rate, calculate the minimum pipe section corresponding with a maximum speed allowed in the pipes (=1.5m/s).

$$A_{c,min} = q_m / (3600 * \rho * v_{max})$$

Make sure that the section of the pipe is equal to or larger than the minimum section;

$$A_c \geq A_{c,min}$$

in which:

v_{max} = speed limit in pipes [m/s]

q_m = flow in pipe [kg/h]

ρ_f = density of fluid [kg/m³]

A_c = section of the pipe [m²]

$A_{c,min}$ = minimum section of the pipe corresponding with v_{max} [m²]

Total pressure loss

Determine the total pressure loss Δp_{tot} in the circuit;

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{linear} + \Delta p_{local}$$

with:

$$\Delta p_{linear} = \sum (R * l)$$

With:

$$R = \lambda * \rho * v^2 / (d * 2)$$

With:

For $Re \leq 2300$ (laminar flow in pipes):

$$\lambda = 64 / Re$$

For $Re \geq 3500$ (turbulent flow in pipes):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 * \log\left(\frac{\varepsilon}{3.72 * d} + \frac{5.74}{Re^{0.901}}\right)$$

For $2300 < Re < 3500$ (transitional flow regime for flow in pipes):

$$\lambda = \frac{\lambda_L * (3500 - Re) + \lambda_T * (Re - 2300)}{3500 - 2300}$$

With (for flow in pipes): $Re = v * d / \nu$

and

$$\Delta p_{local} = \sum (\zeta * \rho * v^2 / 2)$$

In which:

d = inner diameter of pipe [m]

ε = roughness factor [mm]

l	= length of pipe [m]
λ	= friction coefficient [-]
λ_L	= friction coefficient for laminar flow regime [-]
λ_T	= friction coefficient for laminar flow regime [-]
ν	= kinematic viscosity of fluid in pipe [m ² /s]
Δp_{linear}	= linear pressure loss [Pa]
Δp_{local}	= local pressure loss [Pa]
R	= specific pressure loss (per unit of pipe length) [Pa/m]
Re	= Reynolds number [-]
ρ	= density of fluid in pipe [kg/m ³]
v	= speed in pipe [m/s]
ζ	= local pressure loss coefficient [-]

Notes on the calculation of Δp_{tot}

In the case of parallel loops in the circuit, the maximum pressure drop occurring at one of the parallel loops is taken in the calculation for the total circuit pressure drop. This means that the most demanding loop in the circuit should be considered.

The additional pressure loss due to buoyancy (thermosiphon) is neglected. (This corresponds with the assumption the pump is located at equal or lower height than the high level temperature component(s) in the circuit and the positive difference in height ($h_{\text{hightempcomp}} - h_{\text{pump}}$) is small.)

Values of pressure loss coefficients usually are given for water as a fluid (at 80°C). In the case of another fluid (at another temperature), the linear pressure loss coefficients shall be calculated at the thermodynamic properties of the fluid at the respective temperature. Lowest temperature levels are determining for pump sizing because they correspond with highest pressure losses (highest viscosity and density). Values of local pressure loss coefficients shall be taken from technical information provided by the manufacturer. The local pressure loss coefficient ζ is often taken from tables derived from tests or calculated with formulas that are independent of the density and kinematic viscosity of the heat transfer fluid [Kovacs et al.; 2012]. Default values (for water at 80°C) can be found in annex B of WTCB report n° 14 [WTCB; 2013]. The local pressure losses occurring in straight joints with varying diameters and in connections are neglected unless specified in this document. For the local pressure losses occurring in the evaporator and the condenser of the HP, the backup heater and the external heat exchanger in the regeneration circuit, an equivalent linear pressure drop of 1m pipe length is taken.

For the floor heating emission system, enough loops shall be applied in parallel to limit the pressure drop of each loop to maximum of 30kPa. This corresponds with the description of the heating emission system according to T44 [Dott et al.; 2013].

Circuit system curve

The theoretical working point of the circuit is defined by the total pressure loss and the total flow rate.

Construct the circuit system curve based on the total pressure loss and the flow rate to be handled.

$$C = \Delta p_{\text{tot}} / q_{m, \text{tot}}^2$$

In which:

C = characteristic value for the circuit [$\text{kg}^{-1}\text{m}^{-1}$]

Pump selection

Select a high efficiency pump with a performance curve so that the operation point lies:

- in close vicinity to, but above the theoretical operation point of the circuit system curve
- in close vicinity to the BEP (flow at operation point in second third of flow range (preferably the right side part of it);
 $0.8 * q_{\text{BEP}} < q_{\text{operation point}} < 1.10 * q_{\text{BEP}}$)

In which:

BEP = Best efficiency point of the pump

C = circuit system characteristic [$\text{kg}^{-1}\text{m}^{-1}$]

Δp_{linear} = Linear pressure losses due to pipes in the circuit [Pa]

Δp_{local} = Pressure losses due to local components [Pa]

Δp_{tot} = Total pressure loss in circuit [Pa]

q_{BEP} = Flow rate at best efficiency point [kg/h]

$q_{\text{operation point}}$ = Flow rate at operation point [kg/h]

$q_{\text{m,tot}}$ = Total flow rate to be handled in the circuit [kg/h]

Fluids

For the primary circuit of the HP (this is the BHE circuit) and for the solar circuit a propylene mixture is used (propylene glycol and water: proportion in weight ($= m_{\text{propylene}}/m_{\text{mixture}}$) = 33.3%). For practical convenience, fluid properties are only evaluated at 20°C here.

$$c_{p,w}=4187\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$$

$$c_{p,p}=2358\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$$

$$\rho_p=1065\text{kg}/\text{m}^3$$

$$\rho_w=1000\text{kg}/\text{m}^3$$

$$\nu_w=0.000001\text{m}^2/\text{s}$$

$$\nu_p=0.000004\text{m}^2/\text{s}$$

In which:

ρ_p = density of propylene [kg/m^3]

ρ_w = density of water [kg/m^3]

$c_{p,p}$ = specific heat of propylene [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]

$c_{p,w}$ = specific heat of water [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]

ν_w = kinematic viscosity of water [m^2/s]

ν_p = kinematic viscosity of propylene [m^2/s]

Calculation of the kinematic viscosity of a mixture of liquids

The kinematic viscosity of a mixture can be estimated by calculation of a Viscosity Blending Number (VBN) of each component and of the mixture from which the kinematic viscosity of the mixture can be calculated as follows:

$$v_m = \exp \left(\exp \left(\frac{VBN_m - 10.975}{14.534} \right) \right) - 0.8$$

With:

$$VBN_m = \sum (x_i * VBN_i)$$

$$VBN_i = 14.534 * \ln (\ln (v_i + 0.8)) + 10.975$$

In which:

x_i = mass fraction of component i in the mixture [%]

v_i = kinematic viscosity of component i [cSt]

v_m = kinematic viscosity of the mixture [cSt]

VBN_i = Viscosity Blending Number of component i in the mixture [-]

VBN_m = Viscosity Blending Number of the mixture [-]

Note: notice that the kinematic viscosity is inserted in the formula in centistokes. 1cSt=10⁻⁶ m²/s

Calculation of the specific heat of a mixture of two liquids.

The specific heat of a mixture of two liquids expressed per mass unit, can be calculated as the mass-weighted average of the specific heats of the two component liquids;

$$C_{pm} = \sum (x_i * C_{pi})$$

Calculation of the density of a mixture of two liquids.

Method A: (only valid for preliminary assumption that mass fraction equals volume fraction);

$$\rho_m = \sum (x_i * \rho_i)$$

Method B: (only valid for preliminary assumption that volumes of components of mixture are additive);

$$1/\rho_m = \sum (x_i / \rho_i)$$

In the frame of the project ZonWarm method B is used.

IWT-TETRA 110183: Zongekoppelde Warmtepompsystemen ZON-WARM

Eindverslag Werkpakket 5: Meetcampagne systeemrendement

- Taak 5.1: Gedetailleerde labometing
- Taak 5.2: Opstellen uniforme meetkit
- Taak 5.3: Metingen op reële installaties

Auteurs:

Leen Goovaerts
Dries Van Aken

Redactie:

Maarten Sourbron

© Copyright KU Leuven

Zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van zowel de auteur(s) als de redacteur(s) is overnemen, kopiëren, gebruiken of realiseren van deze uitgave of gedeelten ervan verboden. Voor aanvragen tot of informatie i.v.m. het overnemen en/of gebruik en/of realisatie van gedeelten uit deze publicatie, wend u tot KU Leuven Campus De Nayer, Jan De Nayerlaan 5, B-2860 Sint-Katelijne-Waver, +32 15 31 69 44 of via e-mail iiw.thomasmore.denayer@kuleuven.be. Voorafgaande schriftelijke toestemming van de redacteur(s) is eveneens vereist voor het aanwenden van de in dit rapport beschreven (originele) methoden, producten, schakelingen en programma's voor industrieel of commercieel nut

Inhoudstafel

1	Taakbeschrijving (uit projectaanvraag)	4
1.1	Taak 1 (WP5T1): Gedetailleerde labometing	4
1.2	Taak 2 (WP5T2): Opstellen uniforme meetkit.....	4
1.3	Taak 3 (WP5T3): Metingen op reële installaties	4
2	Resultaat van het werkpakket.....	6
3	Uniforme aanpak voor meting en dataverwerking	7
3.1	Principeschema's.....	7
3.2	Flowcharts	9
3.3	Berekeningen.....	10
4	WP5T1: Gedetailleerde labometing	11
4.1	Overzicht installatie 1:bodem/water wp.....	12
4.1.1	Gegevens	12
	Hydraulisch schema.....	13
4.1.2	Principeschema	16
4.1.3	Flowchart.....	17
4.1.4	Berekeningen.....	18
4.1.5	Bespreking	19
4.2	Overzicht installatie : Lucht/water wp	20
4.2.1	Gegevens	20
4.2.2	Hydraulisch schema.....	21
4.2.3	Principeschema	23
4.2.4	Flowchart.....	24
4.2.5	Berekeningen.....	25
4.2.6	Meetresultaten.....	26
4.2.7	Bespreking	26
4.3	Besluit.....	34
5	WP5T2: Metingen in situ	35
5.1	Overzicht Betekom	36
5.1.1	Gegevens	36
5.1.2	Hydraulisch schema.....	37
5.1.3	Principeschema	38

5.1.4	Flowchart.....	38
5.1.5	Berekeningen.....	39
5.1.6	Meetresultaten.....	41
5.1.7	Bespreking	42
5.2	Overzicht Beverlo	45
5.2.1	Gegevens	45
5.2.2	Hydraulisch schema.....	45
5.2.3	Principeschema	46
5.2.4	Flowchart.....	46
5.2.5	Berekeningen.....	47
5.2.6	Meetresultaten.....	47
5.2.7	Bespreking	47
5.2.8	Conclusies.....	49
5.3	Overzicht Lede.....	50
5.3.1	Gegevens	50
5.3.2	Hydraulisch schema.....	50
5.3.3	Principeschema	51
5.3.4	Flowchart.....	51
5.3.5	Berekeningen.....	52
5.3.6	Meetresultaten.....	53
5.3.7	Bespreking	54
5.3.8	Problemen	55
5.4	Overzicht Noorderwijk	58
5.4.1	Gegevens	58
5.4.2	Hydraulisch schema.....	59
5.4.3	Principeschema	60
5.4.4	Flowchart.....	60
5.4.5	Berekeningen.....	61
5.4.6	Meetresultaten.....	62
5.4.7	Bespreking	64

1 Taakbeschrijving (uit projectaanvraag)

Het is van belang om op ieder moment de resultaten van berekeningen en simulaties uit WP 4 te kunnen toetsen aan de werkelijkheid. Hiervoor dienen een aantal metingen in labo-omgeving en in situ uitgevoerd te worden. Deelname aan IEA-SHC Task 44 is hierbij een belangrijk aspect. Tijdens deze meetings wordt de definitie van het systeemrendement vastgelegd, wat bepaalt welke metingen allemaal uitgevoerd moeten worden om een vergelijking met externe metingen mogelijk te maken.

1.1 Taak 1 (WP5T1): Gedetailleerde labometing

Type : onderzoeksactiviteit

De bestaande warmtepompteststand van Lessius Mechelen Campus De Nayer beschikt reeds over alle faciliteiten om de dynamische werking van een warmtepomp met bron- en afgiftesysteem te simuleren. Mits aanpassing, kan deze teststand uitgebreid worden voor het opmeten van dynamische werking van deze basisconfiguratie uit WP3T2.

Minimale meting:

- systeemrendement van de configuratie
- invloed van de regelparameters op het systeemrendement

Mogelijke uitbreidingen:

- invloed van dimensioneringsparameters (grootte buffer,...)
- aanpassing configuratie (plaats van componenten in het hydraulisch schema)
- ...

Resultaat: praktisch systeemrendement van de basisconfiguratie met invloed van de regelparameters

1.2 Taak 2 (WP5T2): Opstellen uniforme meetkit

Type : onderzoeksactiviteit

Voor het goede verloop van de metingen op reële installaties is één uniforme meetkit (datalogger, sensoren,...) voor alle installaties van groot belang. Het vermindert niet alleen de verwerkingstijd van de data voor de verschillende installatie, het maakt ook de vergelijking van de systemen mogelijk. De projectingenieurs stellen tijdens de tweede gebruikersvergadering een drietal meetsystemen voor, waaruit de gebruikers in consensus voor één systeem kiezen. Deze meetkit zal dan ook op alle installaties geplaatst worden.

Resultaat: meetkit koppeling zonthermie/warmtepomp

1.3 Taak 3 (WP5T3): Metingen op reële installaties

Type : onderzoeksactiviteit

Om labometingen te toetsen aan de praktijkomgeving, worden er in gerealiseerde of te realiseren bouwprojecten metingen uitgevoerd of opgevolgd (case studies). Deze metingen dragen bij tot en worden getoetst aan de dimensioneringsmethodiek die in dit project wordt opgesteld. Daarnaast moet de ervaring van de meetsessie leiden tot aanbevelingen voor de opvolging van warmtepompsystemen. Uitgangspunt voor deze metingen zijn de aanbevelingen uit de IEA-SHC Task 44. In de bedrijvengroep van de gebruikersgroep wordt op zoek gegaan naar concrete installaties die gebruik maken van warmtepompen gecombineerd met zonthermische systemen. Het is de groep van bedrijven die de selectie voert van de types installaties die zullen bemeten worden. Een eerste uitgangspunt is dat het concept dat in het labo bemeten is, ook in de praktijk een tegenhanger vindt.

In het kader van het collectief onderzoek WP-Direct zijn reeds 2 installaties, waarbij zonneboiler en warmtepomp gekoppeld zijn, opgemeten. Dit enkel met het oog op de prestaties van de warmtepomp, eventueel kunnen deze meetinstallaties uitgebreid worden om de systeemprestaties te bepalen.

Resultaat: praktisch systeemrendement van de configuratie(s)

2 Resultaat van het werkpakket

Dit werkpakket had als doel om metingen in labo en in situ op te zetten om de resultaten van berekeningen en simulaties te kunnen toetsten.

Voor “Taak 5.1: Gedetailleerde labometingen” zijn er twee installaties opgesteld. Omwille van enkele technische oorzaken is hiermee niet het aantal metingen gehaald zoals vooropgesteld (zie betreffende paragraaf). Ook maakte de oorspronkelijke opzet van de metingen dat niet volledig de geplande meetresultaten konden gehaald worden:

- De gebruikte monitoringapparatuur was identiek aan de in-situ metingen waardoor onvoldoende nauwkeurige metingen konden uitgevoerd worden (bv. te grote tijdstap van de meting die niet alle regelgedrag kan opmeten)
- De regeling van de installaties werd niet mee opgemeten, zodat meetresultaten niet kon verbonden worden met het gedrag van de regeling. Dit maakt het verklaren van de meetresultaten moeilijk.
- De regeling van de installaties was niet extern stuurbaar (enkel de standaard regeling beschikbaar), waardoor bepaald installatiegedrag onvoldoende kon opgelegd worden
- Sanitair warm water-profielen konden in redelijk detail opgelegd worden, maar verwarmingsprofielen niet. De meetopstelling zijn aangesloten op de luchtgroep van het labo, waardoor het afnameprofiel voor verwarming niet instelbaar was.

“Taak 5.2: Uniforme meetkit” is uitgevoerd zoals voorzien, waarbij een meetset is uitgewerkt waarmee alle insitu-installaties zijn uitgerust.

In “Taak 5.3: Metingen op reële installaties” zijn 4 installaties opgemeten.

- Voor 2 van deze installaties is (Beverlo en Noorderwijk) meetdata beschikbaar voor een langere periode van enkele maanden. Dit maakt relevante conclusies mogelijk.
- 1 installatie (Betekom) heeft een meetinstallatie die volledig operationeel is, maar omdat de woning nog niet bewoond is, zijn de resultaten minder relevant. Nochtans kunnen wel valabele conclusies getrokken worden voor wat betreft de warmteverliezen van sommige installatieonderdelen.
- Bij de laatste installatie (Lede) is door vertraging bij het installatiewerk slechts meetdata van 1 maand beschikbaar. Deze meetdata leggen wel enkele fouten in de installatie bloot die moeten opgelost worden vooraleer deze installatie representatieve data kan opleveren.

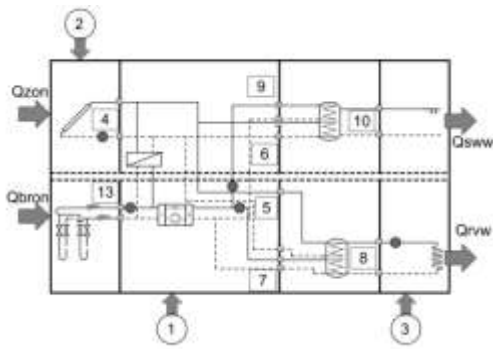
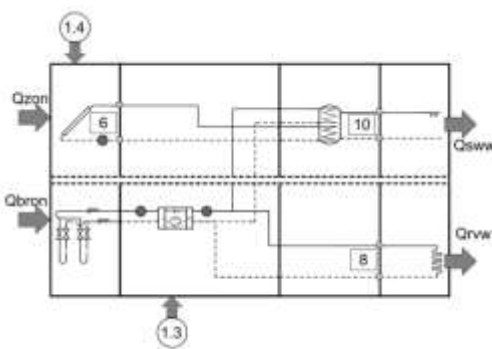
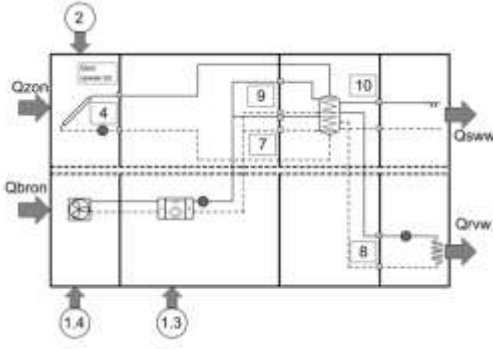
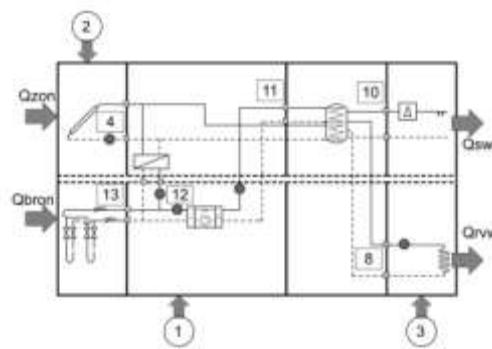
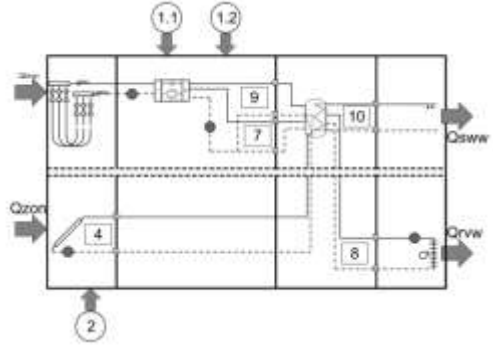
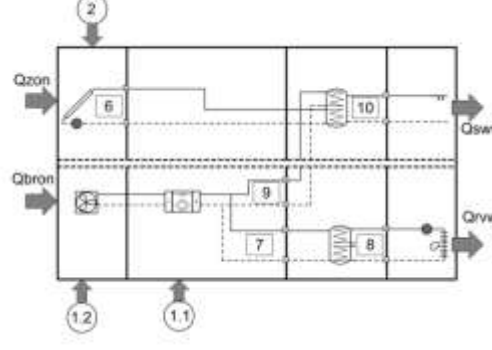
3 Uniforme aanpak voor meting en dataverwerking

3.1 Principeschema's

Principeschema's worden gebruikt om de installatie op een eenvoudige manier weer te geven. De verschillende blokken die terug te vinden zijn op de principeschema's maken het gemakkelijk om de energiebalans over een bepaald blok en dus een bepaalde component te berekenen. Op deze manier kan elk blok onafhankelijk van de andere bekeken en geanalyseerd worden.

De volle bollen op de schema's geven een pomp weer, 2 lege vierkantjes geven samen 1 thermische energiemeter aan en de bollen met een cijfer in, geven een elektrische energiemeter weer.

Tabel 1: Principeschema's van alle installaties in het project

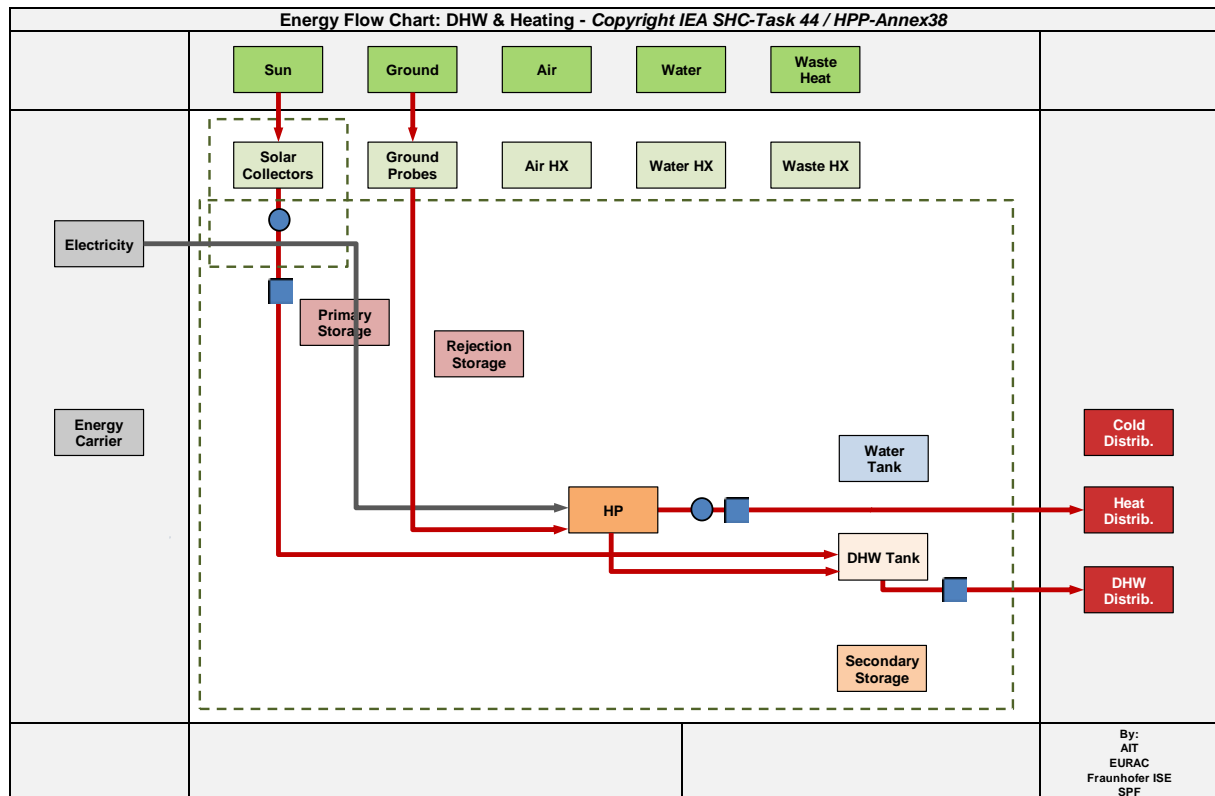
<p>A: Betekom</p> 	<p>B: Beverlo</p> 
<p>C: Lede</p> 	<p>D: Noorderwijk</p> 
<p>E: Labo: Bodem/water</p> 	<p>F: Labo: Lucht/water</p> 

Tabel 2: Verklaring nummers en afkortingen op schema's

Nummer	Afkorting	Omschrijving
1	P_{wp}	Elektriciteit warmtepomp (compressor + eventuele circulatiepompen die via de warmtepomp gevoed worden) De onderverdeling 1.1 en 1.2 staat voor het andere elektriciteitsverbruik dan de compressor, dat apart opgemeten wordt, maar wel bij het elektriciteitsverbruik van de warmtepomp hoort. 1.3 en 1.4 staat voor het elektriciteitsverbruik van de warmtepomp dat niet apart opgemeten wordt.
2	P_{zon}	Elektriciteit pomp zonneboiler
3	P_{rvw}	Elektriciteit pomp ruimteverwarming
4	$Q_{zon,opwek,tot}$	Thermische energie uit de zonnecollectoren in totaal
5	$Q_{zon,rvw}$	Thermische energie uit de zonnecollectoren gebruikt voor ruimteverwarming
6	$Q_{zon,sww}$	Thermische energie uit de zonnecollectoren gebruikt voor sanitair warm water
7	$Q_{wp,rvw}$	Thermische energie opgewekt door de warmtepomp voor ruimteverwarming
8	$Q_{afgifte,rvw}$	Thermische energie afgegeven voor ruimteverwarming
9	$Q_{wp,sww}$	Thermische energie opgewekt door de warmtepomp voor sanitair warm water
10	$Q_{afgifte,sww}$	Thermische energie afgegeven voor sanitair warm water
11	Q_{wp}	Thermische energie opgewekt door warmtepomp
12	Q_{reg}	Thermische energie gebruikt voor regeneratie van de bodem
13	Q_{bron}	Thermische energie afkomstig van de bron (bodem, buitenlucht)

3.2 Flowcharts

Flowcharts worden gebruikt om de energiestromen in de installatie in kaart te brengen. De rode pijlen stellen de thermische energiestromen voor, de grijze pijlen stellen de elektrische energiestromen voor, pompen worden aangeduid door blauwe cirkels, de blauwe vierkanten stellen energiemeters voor.



Figuur 1: Flowchart van de installatie in Beverlo

3.3 Berekeningen

Tabel 3 geeft de definities zoals ze te vinden zijn in Task 44 en de definities zoals ze toegepast worden op de installaties in dit project. Niet alle berekeningen zullen voor alle installaties mogelijk zijn. Wanneer bepaalde berekeningen enkel mogelijk zijn met de volledige elektriciteitsvraag, dit is zowel het elektriciteitsverbruik van de warmtepomp, alle pompen in het systeem en de sturing, zal dit aangeduid worden met dezelfde benaming, maar dan voorzien van een +.

Tabel 3: Richtlijnen voor berekeningen

Benaming	Benaming Task 44	Definitie Task 44	Berekening blokschema's
SPF_{tot+}	SPF_{SHP+}	$\frac{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW} + \dot{Q}_C) dt}{\int (\sum P_{el,SHP+}) dt}$	$\frac{Q_{RVW\ afgifte} + Q_{SWW\ afgifte}}{P_{WP} + P_{SOL} + P_{RVW}}$
SPF_{tot}	SPF_{SHP}	$\frac{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW} + \dot{Q}_C) dt}{\int (\sum P_{el,SHP}) dt}$	$\frac{Q_{RVW\ afgifte} + Q_{SWW\ afgifte}}{P_{WP} + P_{SOL}}$
SPF_{WP}	SPF_{HP}	$\frac{\int (\dot{Q}_{HP,H} + \dot{Q}_{HP,C}) dt}{\int P_{el,HP} dt}$	$\frac{Q_{opwek}}{P_{WP}}$ Of $\frac{Q_{RVW\ opwek} + Q_{SWW\ opwek}}{P_{WP}}$
SPF_{zon}			$\frac{Q_{sol\ opwek\ tot}}{P_{sol}}$ Of $\frac{Q_{sol\ RVW} + Q_{sol\ SWW}}{P_{sol}}$
SPF_{SWW}			$\frac{Q_{SWW\ afgifte}}{P_{WP,SWW}}$
SPF_{RVW}			$\frac{Q_{RVW\ afgifte}}{P_{WP,RVW}}$
f_{zon}	$f_{sol,1}$	$\frac{Q_{SC,H}}{Q_{DHW} + Q_{SH}}$	$\frac{Q_{sol\ opwek\ tot}}{Q_{SWW\ afgifte} + Q_{RVW\ afgifte}}$ Of $\frac{Q_{sol\ RVW} + Q_{sol\ SWW}}{Q_{SWW\ afgifte} + Q_{RVW\ afgifte}}$
Energiebalans			$Q_{uit} - Q_{in}$

4 WP5T1: Gedetailleerde labometing

Op KU Leuven Campus De Nayer werden gedetailleerde labometingen uitgevoerd. Via deze labometingen kon het systeemrendement van de configuratie en de invloed van de regelparameters op het systeemrendement worden bepaald. Eventueel kon ook de invloed van dimensioneringsparameters worden getest of de invloed van aanpassingen aan de configuratie.

Voor het uitvoeren van deze gedetailleerde labometingen werden twee systemen geïnstalleerd:

Het eerste systeem beschikt over een bodem/water warmtepomp. Deze warmtepomp is aangesloten aan een gecombineerd buffervat. Via een externe sferische warmtewisselaar zijn de vlakke plaat zonnecollectoren aangesloten aan het gecombineerd buffervat. Het gecombineerd buffervat is aangesloten aan een luchtgroep voor de voorziening van ruimteverwarming van de laborruimte. Sanitair warm water wordt voorzien door middel van een doorstroomprincipe door het gecombineerd buffervat.

Het tweede systeem maakt gebruik van een lucht/water warmtepomp. Deze warmtepomp is aangesloten aan twee afzonderlijke buffervaten, één voor ruimteverwarming en één voor sanitair warm water. Het buffervat voor ruimteverwarming is aangesloten aan een luchtgroep voor de verwarming van de laborruimte. De vacuümbuis zonnecollectoren zijn aangesloten aan het buffervat voor sanitair warm water.

Voor deze beide systemen wordt het elektrisch verbruik van de warmtepomp en zonnecollectoren opgemeten. Ook wordt door middel van warmtemeters opgemeten hoeveel warmte de zonnecollectoren leveren aan de buffervaten, hoeveel warmte de warmtepomp levert aan de buffervaten en hoeveel warmte de buffervaten afgeven aan sanitair warm water en ruimteverwarming. Aan de hand van de opgemeten waarden kan het systeemrendement bepaald worden en de invloed van regelparameters nagegaan worden.

Echter vanwege problemen met de meetapparatuur, namelijk de warmtemeters, kan het systeemrendement van beide systemen en de invloed van regelparameters niet worden bepaald (zie paragraaf “Bespreking” van beide systemen). Enkel voor het tweede systeem met de lucht/water warmtepomp kan de invloed van een regelparameter voor de circulatiepomp in de warmtepomp worden bepaald. Door het kiezen van de juiste regelparameter kan het elektrisch verbruik van de warmtepomp beperkt worden.

4.1 Overzicht installatie 1:bodem/water wp

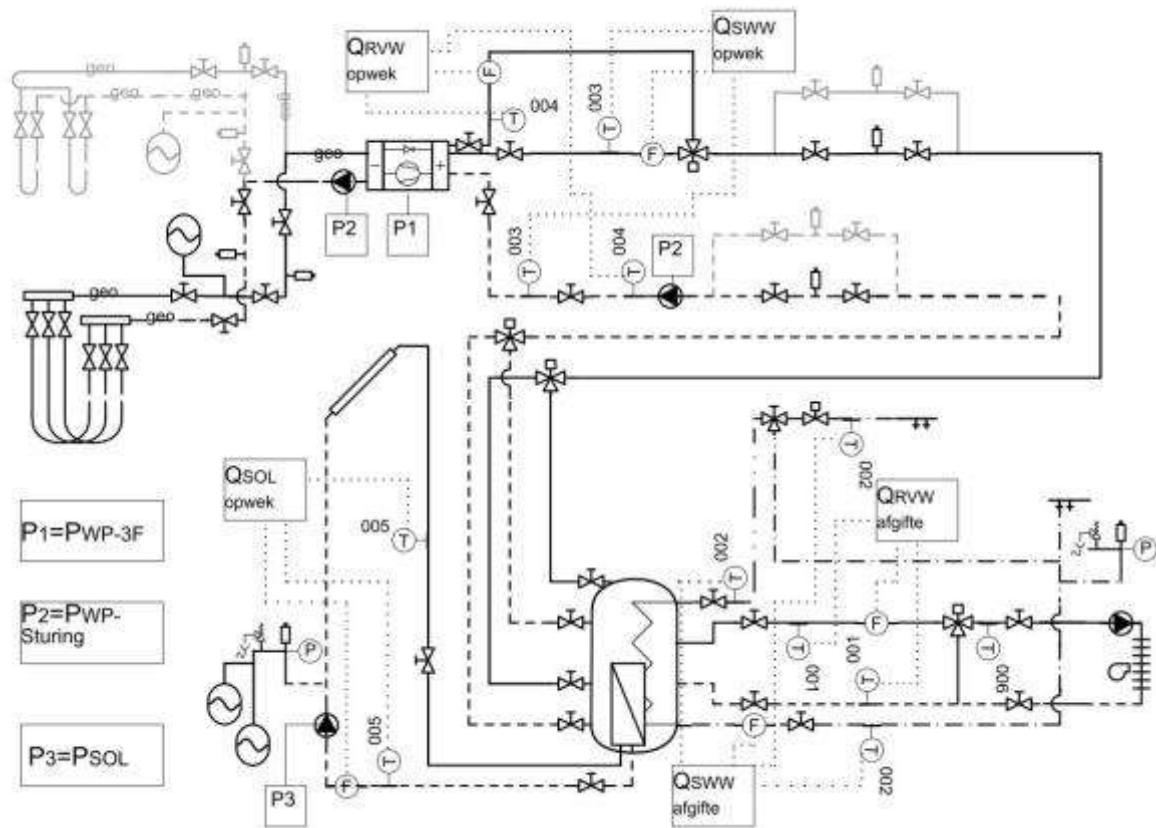
4.1.1 Gegevens

Tabel 5.1.1: De technische gegevens van installatie1.

Warmtepomp	
Type Warmtepomp	Bodem/water warmtewisselaar (Viessmann, Vitocal 300-G)
Vermogen Warmtepomp	10,2 kW (0°C/35°C)
Zonnecollectoren	
Type zonnecollector	Vlakke plaatcollector (Baxi Belgium, FK7300L)
Absorberoppervlakte	13,66 m ²
Hellingsgraad	45°
Azimuthoek	180°
Buffer	
Type buffer	Gecombineerd (TiSUN, Stratificatieboiler Pro Clean)
Grootte buffervat	760 l

Zoals zichtbaar in bovenstaande tabel (Tabel 5.1.1) heeft de warmtepomp een vermogen van 10.2 kW. De zonnecollectoren zijn bevestigd met een hellingsgraad van 45° en met een azimuthoek van 180° (Zuiden). Zes vlakke plaatcollectoren geven een totaal absorberoppervlakte van 13.66 m² voor installatie1. Voor deze installatie wordt een gecombineerd buffervat gebruikt met een volume van 760l voor sanitair warm water- en ruimteverwarming-voorziening.

Hydraulisch schema



Figuur 5.1.2: Het hydraulisch schema van installatie1.

In hydraulisch schema van installatie 1 (Figuur 5.1.1) wordt een verticale en een horizontale bodemcollector weergegeven. De warmtepomp is aangesloten aan zowel de verticale als de horizontale bodemcollector, maar door middel van kranen wordt één van beide uitgeschakeld. In eerste instantie werd de verticale bodemwarmtewisselaar (weergegeven in lichtgrijs) aangesloten aan de warmtepomp, maar vanwege problemen met deze bodemcollector werd overgeschakeld naar de horizontale bodemcollector (zie de Bespreking van installatie1). De warmtepomp heeft één retourleiding en twee afzonderlijke aanvoerleidingen, één voor sanitair warm water en één voor ruimteverwarming. Door middel van driewegkranen stuurt de warmtepomp de opgewekte warmte voor sanitair warm water naar de bovenste aansluitingen van het buffervat en voor ruimteverwarming naar de onderste aansluitingen van het buffervat. De warmte afkomstig van de zonnecollectoren wordt door middel van een externe sferische warmtewisselaar toegevoegd aan het buffervat. Afhankelijk van de temperatuur, wordt de warmte toegevoegd op de juiste temperatuurslaag in het gestratificeerd buffervat. Het buffervat produceert sanitair warm water door middel van een doorstroom-principe. De luchtgroep voor ruimteverwarming is rechtstreeks aangesloten op het buffervat.

Op de warmtepomp zijn twee elektriciteitsmeters aangesloten: één voor het elektrisch verbruik van de compressor en één voor het elektrisch verbruik van de sturing van de warmtepomp (primaire pomp, secundaire pomp, ...). De pomp voor de zonnecollectoren wordt ook apart opgemeten met

een elektriciteitsmeter. De warmtemeters werken door middel van een debietsmeter en twee temperatuurmeters (aanvoer en retourtemperatuur). Zo wordt de warmte opgemeten die wordt opgewekt door de warmtepomp en zonnecollectoren en die nadien wordt afgegeven door het buffervat. De elektriciteitsmeters en warmtemeters slagen meetwaarden op om de 5 minuten. De meetwaarden van de elektriciteitsmeter van de warmtepomp (P_1 en P_2) worden samengeteld om het totaal elektrisch verbruik van de warmtepomp te bepalen. Dit totaal elektrisch verbruik van de warmtepomp wordt nadien opgesplitst in het elektrisch verbruik van de warmtepomp voor sanitair warm water (P_{WP-SWW}) en voor verwarming (P_{WP-RVW}). Het elektrisch verbruik van de warmtepomp opsplitsen gebeurde aan de hand van het debiet dat werd opgemeten door de warmtemeters $Q_{RVWopwek}$ en $Q_{SWWopwek}$. Aan de hand van de bekomen meetwaarden worden de verschillende SPF-waarden, zonnefracties en verliesberekeningen uitgevoerd (zie paragraaf “Berekeningen”).

De luchtgroep voor de ruimteverwarming van het labo werkt elke dag van 08.00uur tot 18.00uur en behoudt de ruimte op 20°C. Aangezien op deze luchtgroep de twee installaties zijn aangesloten leveren deze alternerend om het uur warmte aan de luchtgroep. Zo voorziet installatie 1 om 09.00, 11.00, 13.00, 15.00, 17.00uur telkens een uur warmte voor de ruimteverwarming.

De warmtepomp regelt een opslagtemperatuur van 50°C voor sanitair warm water. De stand van de warmtepomp “Uit” betekent dat geen warmte wordt geleverd aan het buffervat, bij de stand “Boven” wordt enkel warmte opgeslagen in het bovenste deel van het buffervat en voor de stand “Normaal” wordt warmte opgeslagen over heel het volume van het vat voorzien voor sanitair warm water. Desinfectie is echter niet nodig voor installatie 1 aangezien met een doorstroomprincipe wordt gewerkt. Het programma voor warmteopslag van sanitair warm water:

- Van 04.00 tot 05.59 uur: “Normaal”
- Van 06.00 tot 06.59 uur: “Uit”
- Van 07.00 tot 20.59 uur: “Boven”
- Van 21.00 tot 3.59uur: “Uit”

Voor ruimteverwarming is het programma “bufferopslag” over heel de dag actief. Hierbij houdt de warmtepomp het volume voor sanitair warm water en een bovenste deel van het volume voor ruimteverwarming minstens op 50°C. Zodat steeds kan voldaan worden aan de eisen voor ruimteverwarming en sanitair warm water. De temperatuur waarbij het buffervat warmte afgeeft aan de ruimteverwarming wordt gestuurd door het programma “Verwarmingskring2”. Hierbij wordt een normale kamertemperatuur van 20°C en een verlaagde kamertemperatuur van 16°C ingevoerd. Afhankelijk van de stookcurve varieert de temperatuur die het buffervat levert aan de luchtgroep voor ruimteverwarming. Indien in het onderstaand programma “Normaal” wordt ingesteld, wordt de normale kamertemperatuur behouden en indien de stand “Gereduceerd” wordt ingesteld, wordt de verlaagde kamertemperatuur behouden. Het programma “Verwarmingskring2”:

Maandag tot Vrijdag:

- Van 00.00 tot 05.29uur: Gereduceerd

- Van 05.30 tot 08.29uur: Normaal
- Van 08.30 tot 16.44uur: Gereduceerd
- Van 16.45 tot 21.29uur: Normaal
- Van 21.30 tot 23.59uur: Gereduceerd

Zaterdag tot zondag:

- Van 00.00 tot 05.44: Gereduceerd
- Van 05.45 tot 21.29uur: Normaal
- Van 21.30 tot 23.59uur: Gereduceerd

Tabel 5.1.2: De stookcurve van de warmtepomp van installatie1.

T _A (buitentemperatuur)	T _V (aanvoertemperatuur)
20°C	20°C
10°C	27°C
0°C	33°C
-10°C	38°C
-20°C	43°C

In Tabel 5.1.3 worden de instellingen van de pompgroep van de zonnecollector van installatie1 weergegeven.

Tabel 5.1.3: De instellingen voor de zonnecollector van installatie1.

Afkorting	Waarde	Beschrijving
DT E	9,5K	Inschakeltemperatuurverschil van de pomp
DT A	6,0K	Uitschakeltemperatuurverschil van de pomp
S MX	95°C	Maximale temperatuur boiler
NOT	115°C	Noodtemperatuur collector
KMN	25°C	Minimum temperatuur collector

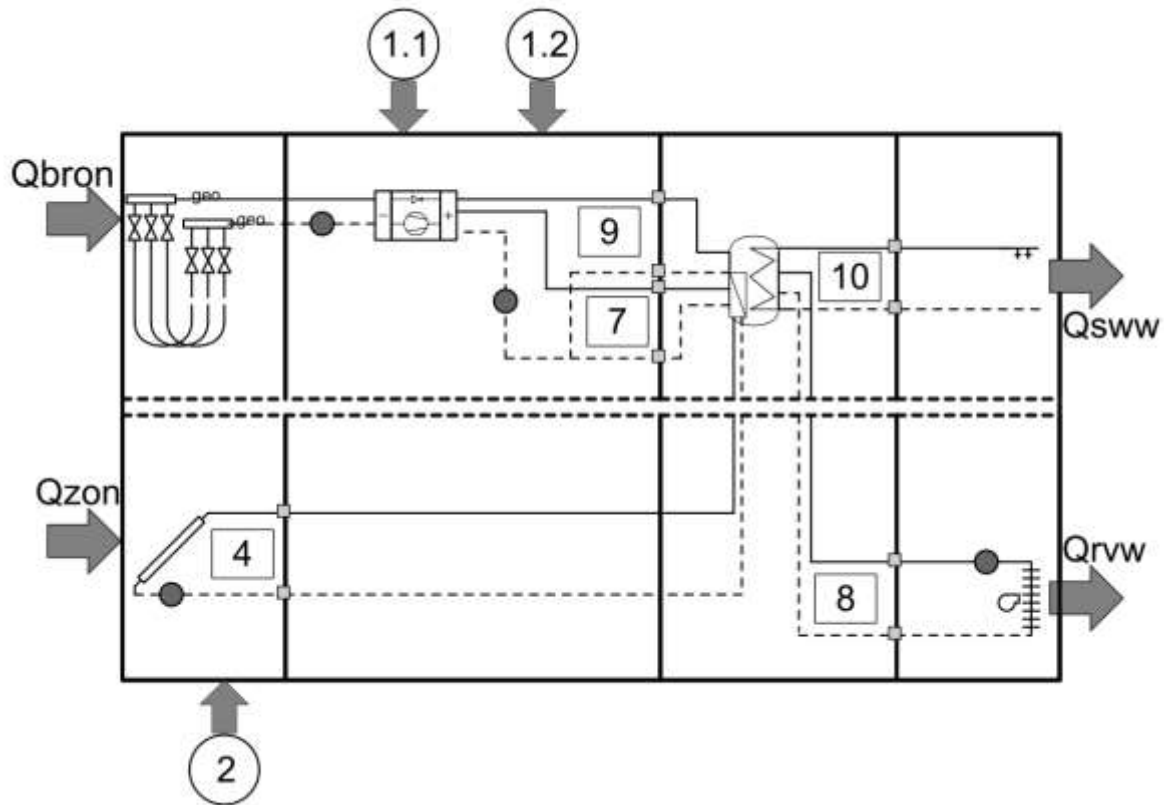
Als aftapprofiel voor sanitair warm water werd het aftapprofiel van Task44 gebruikt (Michel Y. Haller, 2013). Het sanitair warm water wordt via een thermostatisch mengventiel op een temperatuur van 45°C afgetapt met een dag gemiddelde van ongeveer 140 l. In onderstaande Tabel 5.1.4 worden het tapprofiel weergegeven:

Tabel 5.1.4: Het aftapprofiel voor sanitair warm water van installatie1.

Programma	Van (uur:min:sec)	Tot (uur:min:sec)	Debiet [l/min]
1	7:00:00	7:03:36	11,85
2	8:00:00	8:00:57	11,85
3	9:00:00	9:00:57	11,85
4	11:45:00	11:46:26	11,85

5	16:30:00	16:30:57	11,85
6	19:00:00	19:02:09	11,85
7	21:30:00	21:33:07	11,85

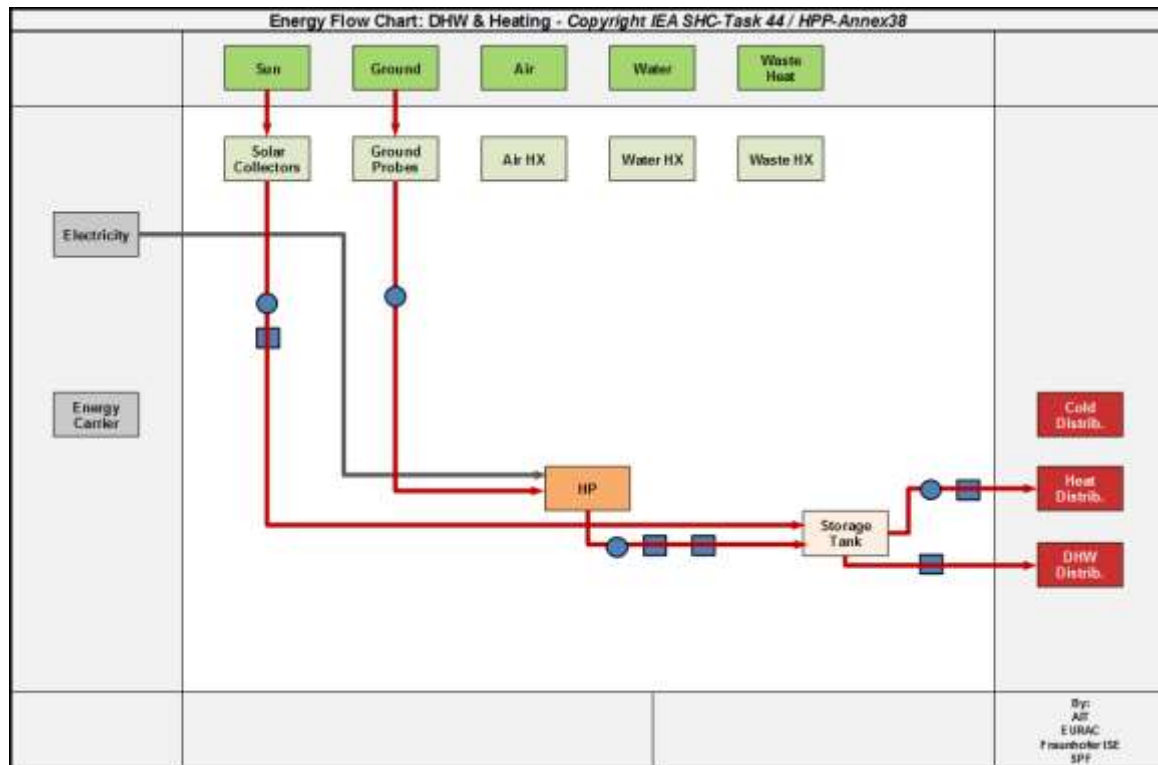
4.1.2 Principeschema



Figuur 5.1.2: Het principeschema van installatie 1.

Het principeschema van installatie 1 (Figuur 5.1.2) is een eenvoudige weergave van het hydraulisch schema. Deze installatie neemt warmte op vanuit de bodem(bron) en zon, hierbij verbruikt de installatie elektriciteit aan de zonnecollector(2), de compressor van de warmtepomp(1.1) en de regeling en sturing van de warmtepomp (1.2). De installatie geeft zijn warmte af via sanitair warm water en ruimte verwarming. De circulatiepomp tussen het buffervat van verwarming en de verwarming wordt niet opgemeten. Het verbruik van deze pomp wordt hierdoor ook niet mee in rekening gebracht bij de berekeningen.

4.1.3 Flowchart



Figuur 5.1.3: De flowchart van installatie1.

Van installatie1 werd een flowchart opgesteld(Figuur 5.1.3), waarbij de warmte- en elektriciteitsstromen tussen de verscheidene componenten voorgesteld. De flowchart geeft weer hoe de warmte opgewekt uit de bodemcollectoren wordt afgegeven aan de warmtepomp, waarbij de warmtepomp op zijn beurt de warmte opnieuw afgeeft aan het buffervat. De zonnecollectoren geven de opgewekte warmte vanuit de zon ook af aan het buffervat waarna het buffervat zijn warmte afgeeft aan de afgiftesystemen voor sanitair warm water en ruimteverwarming.

4.1.4 Berekeningen

4.1.4.1 SPF

$$SPF_{TOT} = \frac{Q_{RVWafgifte} + Q_{SWWafgifte}}{P_{SOL} + P_{WP-RVW} + P_{WP-SWW}}$$

$$SPF_{WP} = \frac{Q_{RVWopwek} + Q_{SWWopwek}}{P_{WP-RVW} + P_{WP-SWW}}$$

$$SPF_{sol} = \frac{Q_{SOLopwek}}{P_{SOL}}$$

$$SPF_{RVW} = \frac{Q_{RVWafgifte}}{P_{SOL} + P_{WP-RVW}}$$

$$SPF_{SWW} = \frac{Q_{SWWafgifte}}{P_{SOL} + P_{WP-SWW}}$$

4.1.4.2 Zonne fractie

$$f_{zonTOT} = \frac{Q_{SOLopwek}}{Q_{SWWafgifte} + Q_{RVWafgifte}}$$

$$f_{zonTOT-opwek} = \frac{Q_{SOLopwek}}{Q_{SWWopwek} + Q_{RVWopwek}}$$

$$f_{zonnuttig-opwek} = \frac{Q_{SOLopwek}}{Q_{SWWopwek}}$$

4.1.4.3 Verliezen

$$\Delta E_{vat} = Q_{RVWafgifte} + Q_{SWWafgifte} - (Q_{RVWopwek} + Q_{SWWopwek} + Q_{SOLopwek})$$

4.1.5 Bespreking

Van deze installatie zijn geen meetresultaten beschikbaar, wegens problemen met de installatie. De warmtepomp was eerst aangesloten op de verticale bodemwarmtewisselaars. Echter na het opstarten van de installatie, werd opgemerkt dat de druk in de verticale bodemwarmtewisselaars te laag was. Na het opnieuw opvullen van de verticale bodemwarmtewisselaars, daalde de druk opnieuw. Voor zover de aansluitingen zichtbaar zijn werd geen lek ontdekt, maar op de verticale bodemwarmtewisselaar is geen expansievat aangebracht. Dit kan een mogelijke oorzaak zijn voor het drukverlies in de verticale bodemwarmtewisselaar vanwege de variërende temperaturen. Hierdoor kon de warmtepomp niet werken en zodus werd overgeschakeld op de horizontale bodemwarmtewisselaars. Hierna deed de installatie zijn werk, maar er werden enkele problemen vastgesteld met de meetapparatuur, namelijk de warmtemeters. Deze warmtemeters berekenen de hoeveelheid afgegeven of opgewekte warmte aan hand van 2 temperatuursensoren (aan- en afvoer) en een debietmeter. De data wordt intern in de meters opgeslagen om de 5 minuten en uitgelezen via een optisch oog. De problemen die hierbij werden ondervonden:

- De warmtemeter heeft intern een accumulerende volume- en warmteteller. Bij het uitlezen werd opgemerkt dat de stand van de volume- en warmteteller niet verandert over heel de periode dat data werd uitgelezen. De data van de volume- en warmteteller verschilt wel met de data van de uitgelezen periode ervoor. Het verschil tussen de data komt overeen met de opgewekte warmte en verbruikt volume van de eerste of laatste uitgelezen periode. De temperaturen werden ook over de hele periode niet correct weergegeven. Bij het controleren van de weergave op de display van de warmtemeters tijdens de perioden dat warmte werd opgewekt of afgegeven, bleek dat de warmtetellers wel correct werkten. De data werd enkel fout uitgelezen. Door de software voor elke meter tijdens uitlezing opnieuw op te starten kon dit probleem worden voorkomen.
- De volumeteller, waarmee het debiet wordt bepaald, geeft echter bij het uitlezen op onwillekeurige momenten een lagere waarde weer dan de voorgaande. Hierna telt de volumeteller opnieuw normaal op tot dit fenomeen zich opnieuw voordoet. Het debiet wordt bepaald door de warmtemeter aan de hand van het verschil in verbruikt volume van de volumeteller over de periode dat wordt uit gelezen (5minuten). Indien het verschil wordt genomen met het voorgaand volume en het huidige volume, resulteert dit verschil in een negatieve waarde om bij de warmteteller op te tellen. De warmteteller kan enkel positieve waarden optellen, waardoor deze waarde wordt genegeerd.
- Bij het uitlezen werden perioden opgemerkt waarbij geen data beschikbaar was in het geheugen van de warmtemeter of deze data niet kon worden uitgelezen.

De leverancier en producent van deze warmtemeters weet de oorzaak niet van deze problemen en kon zodus ook geen oplossing voorleggen.

4.2 Overzicht installatie : Lucht/water wp

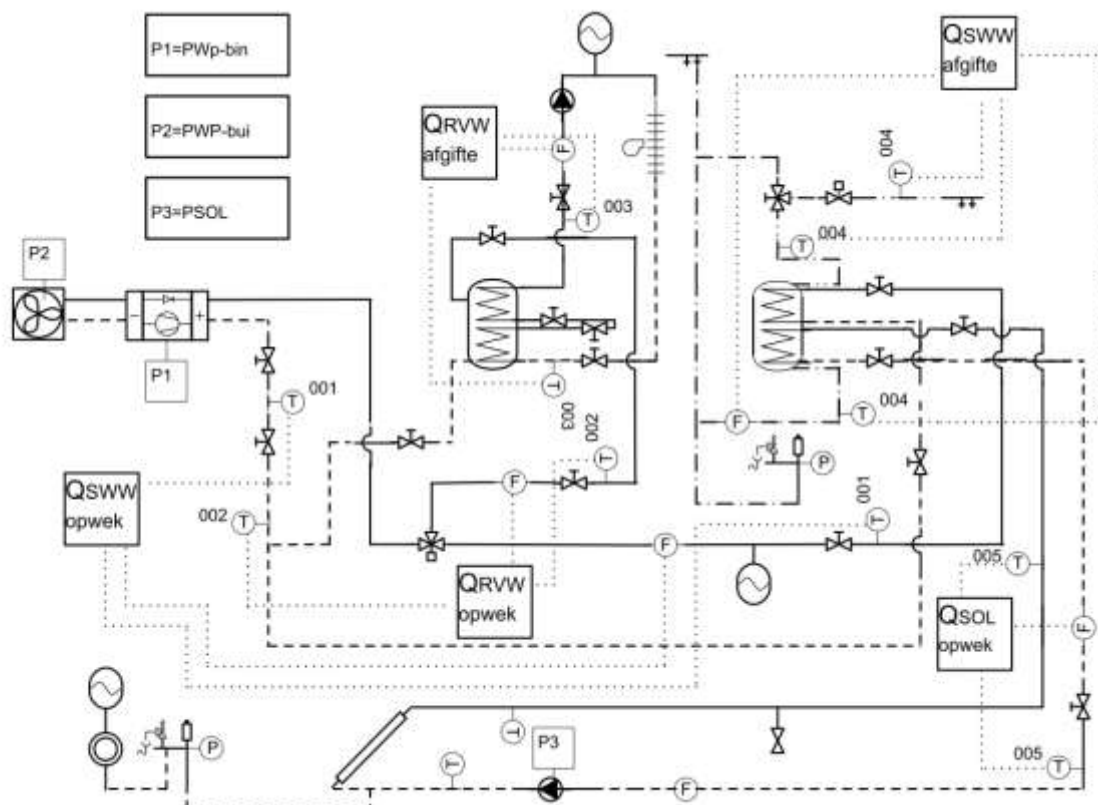
4.2.1 Gegevens

Tabel 5.1.5: De technische gegevens van installatie2.

Warmtepomp	
Type Warmtepomp	Lucht/water warmtewisselaar (Daikin, Altherma LT: ERLQ008CV3 en EHBX08C3V)
Vermogen Warmtepomp	7,4 kW (7°C/35°C)
Zonnecollectoren	
Type zonnecollector	Vacuümbuis zonnecollector (Viessmann, Vitosol 200-T type SP2)
Absorberoppervlakte	3,02 m ²
Hellingsgraad	45°
Azimuthhoek	180°
Buffer	
Type buffer	Gescheiden (Viessmann, Vitocell-B 100 type CVB)
Volume buffervat sanitair	300l
Volume buffervat verwarming	300l

Tabel 5.1.5 geeft de technische gegevens van installatie 2. De lucht/water warmtepomp heeft een vermogen van 7.4 kW. Deze warmtepomp bestaat uit twee units, namelijk een buiten- en binnenunit. De vacuümbuiszonnecollector heeft een absorberoppervlakte van 3.02 m² en staat gemonteerd onder een hellingshoek van 45°. De zonnecollector staat georiënteerd volgens een azimuthhoek van 180° (Zuiden). Het buffervat voor sanitair warm water en voor ruimteverwarming zijn identiek aan elkaar. Beide buffervaten hebben een volume van 300 l.

4.2.2 Hydraulisch schema



Figuur 5.1.4: Het hydraulisch schema van installatie2.

In Figuur 5.1.4 wordt het hydraulisch schema weergegeven van installatie2. De lucht/water-warmtepomp is aangesloten aan twee afzonderlijke buffervaten. Via een driewegkraan, die gestuurd wordt vanuit de warmtepomp, levert de warmtepomp warmte aan ofwel het buffervat voor ruimteverwarming ofwel aan het buffervat voor sanitair warm water. De luchtgroep voor de ruimteverwarming van het labo is aangesloten aan de spiraal doorheen het buffervat voor ruimteverwarming. De zonnecollector is in deze installatie enkel aangesloten op het buffervat voor sanitair warm water, namelijk op de onderste spiraal doorheen het buffervat. De warmtepomp is aangesloten op de bovenste spiraal van het buffervat. De aansluitingen voor de aftap van sanitair warm water bevinden zich rechtstreeks op het buffervat.

Ook op installatie2 werden drie elektrische meters aangesloten, namelijk twee voor het elektrisch verbruik van de warmtepomp en één voor het elektrisch verbruik van de pomp van de zonnecollector. Het elektrisch verbruik van de warmtepomp van beide meters wordt samen geteld. Het totaal elektrisch verbruik van de warmtepomp wordt opgesplitst in het verbruik van de warmtepomp voor sanitair warm water (P_{WP-SWW}) en verwarming (P_{WP-RVW}). Het opsplitsen van het elektrisch verbruik gebeurt door middel van het debiet opgemeten door de warmtemeters $Q_{RVWopwek}$ en $Q_{SVWopwek}$. De warmtemeters berekenen ook bij deze installatie de hoeveelheid opgewekte of afgegeven warmte aan de hand van een debietmeter en een temperatuursensor in de aanvoer- en retourleiding. Bij deze installatie wordt afzonderlijk opgemeten hoeveel warmte wordt opgewekt vanuit de warmtepomp voor het buffervat van ruimteverwarming en voor het buffervat van sanitair

warm water op te warmen. De warmte die wordt afgegeven aan het sanitair warm water wordt opgemeten en ook de afgegeven warmte aan de ruimteverwarming. Tenslotte wordt de warmte opgewekt door de zonnecollector en opgeslagen in het buffervat voor sanitair warm water nog opgemeten door een vijfde warmte meter. Aan de hand van deze opgewekte en afgegeven warmte worden de mogelijke berekeningen uitgevoerd voor de verschillende SPF-waarden, zonnefracties en verliezen over de buffervaten. Deze meetwaarden worden om de 5 minuten opgeslagen door zowel de warmte- als de elektriciteitsmeters.

De luchtgroep voor de ruimteverwarming van het labo werkt elke dag van 08.00uur tot 18.00uur en behoudt de ruimte op 20°C. Aangezien op deze luchtgroep de twee installaties zijn aangesloten leveren deze alternerend om het uur warmte aan de luchtgroep. Zo voorziet installatie 2 om 08.00, 10.00, 12.00, 14.00, 16.00uur telkens een uur warmte voor de ruimteverwarming.

De warmtepomp heeft twee afzonderlijke programma's voor de regeling van het opwarmen van de twee buffervaten. De regeling voor ruimteverwarming houdt het buffervat heel de dag door op een constante temperatuur van 35°C. Dit programma werkt aan de hand van de aanvoertemperatuur. Een interne circulatiepomp in de warmtepomp, langs de secundaire kant, circuleert heel de dag water tussen het buffervat en de warmtepomp. Indien de temperatuur in de aanvoer daalt onder 35°C, wordt de compressor in de warmtepomp opgestart om het buffervat opnieuw op te warmen. In de paragraaf "Bespreking" wordt deze regeling verder besproken.

Voor het opwarmen van het buffervat voor sanitair warm water wordt een ander programma gebruikt. Hierbij wordt een temperatuur voor opslag comfort ingesteld van 50°C en een temperatuur voor opslag economisch van 45°C. Het programma heeft volgend tijdsprofiel:

- 03.00 uur: opslag stop
- 04.00 uur: opslag comfort
- 06.00 uur: opslag stop
- 07.00 uur: opslag eco

Dit regime wordt elke dag doorlopen.

De warmtepomp doorloopt ook een desinfectie-functie elke vrijdag om 02.00 uur, waarbij voor een uur lang de warmtepomp het buffervat opwarmt tot 60°C.

In Tabel 5.1.6 worden de instellingen van de pompgroep van de zonnecollector van installatie1 weergegeven.

Tabel 5.1.6: De instellingen voor de zonnecollector van installatie2.

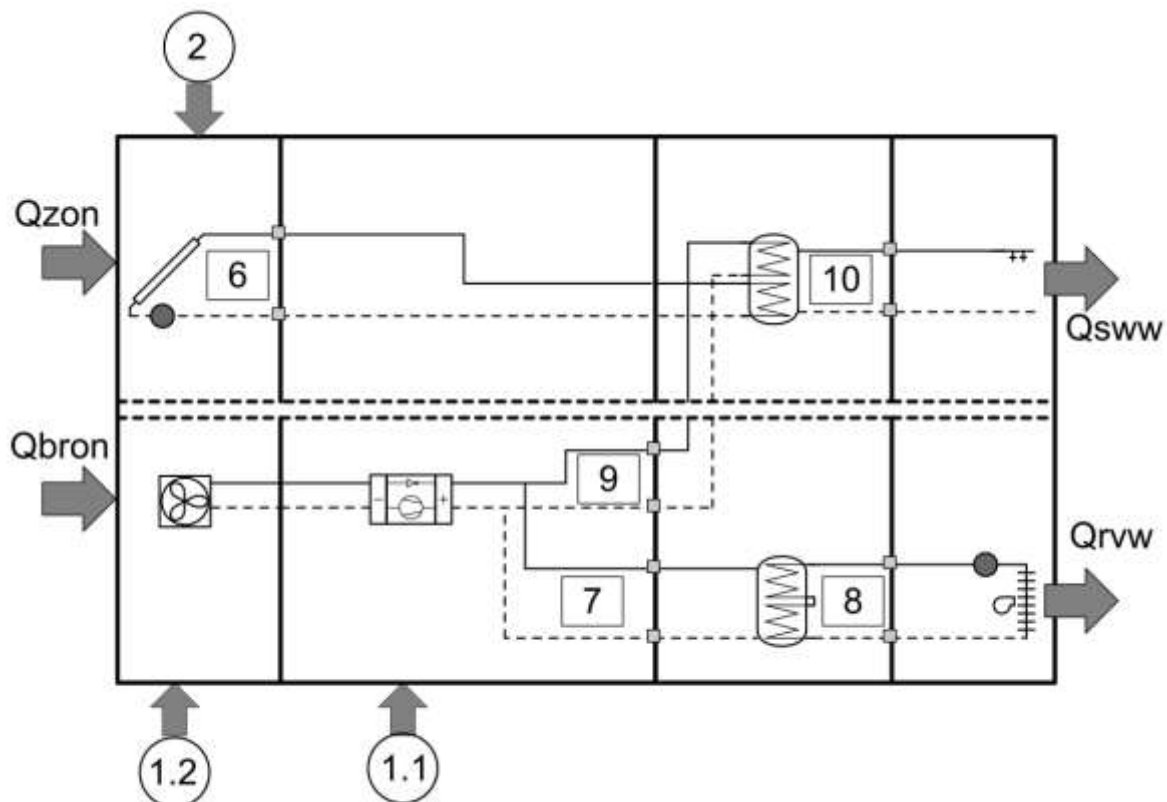
Afkorting	Waarde	Beschrijving
DT E	8°C	Inschakeltemperatuurverschil van de pomp
DT A	4°C	Uitschakeltemperatuurverschil van de pomp
S SL	90°C	Gewenste boiler temperatuur
NOT	140°C	Collector-grenstemperatuur

Als aftapprofiel voor sanitair warm water werd het aftapprofiel van Task44 gebruikt (Michel Y. Haller, 2013). Het sanitair warm water wordt via een thermostatisch mengventiel op een temperatuur van 45°C afgetapt met een dag gemiddelde van ongeveer 140 l. In onderstaande Tabel 5.1.7 worden het tapprofiel weergegeven:

Tabel 5.1.7: Het aftapprofiel voor sanitair warm water van installatie2.

Programma	Van [uur:min:sec]	Tot [uur:min:sec]	Debiet [l/min]
1	7:00:00	7:03:36	11,85
2	8:00:00	8:00:57	11,85
3	9:00:00	9:00:57	11,85
4	11:45:00	11:46:26	11,85
5	16:30:00	16:30:57	11,85
6	19:00:00	19:02:09	11,85
7	21:30:00	21:33:07	11,85

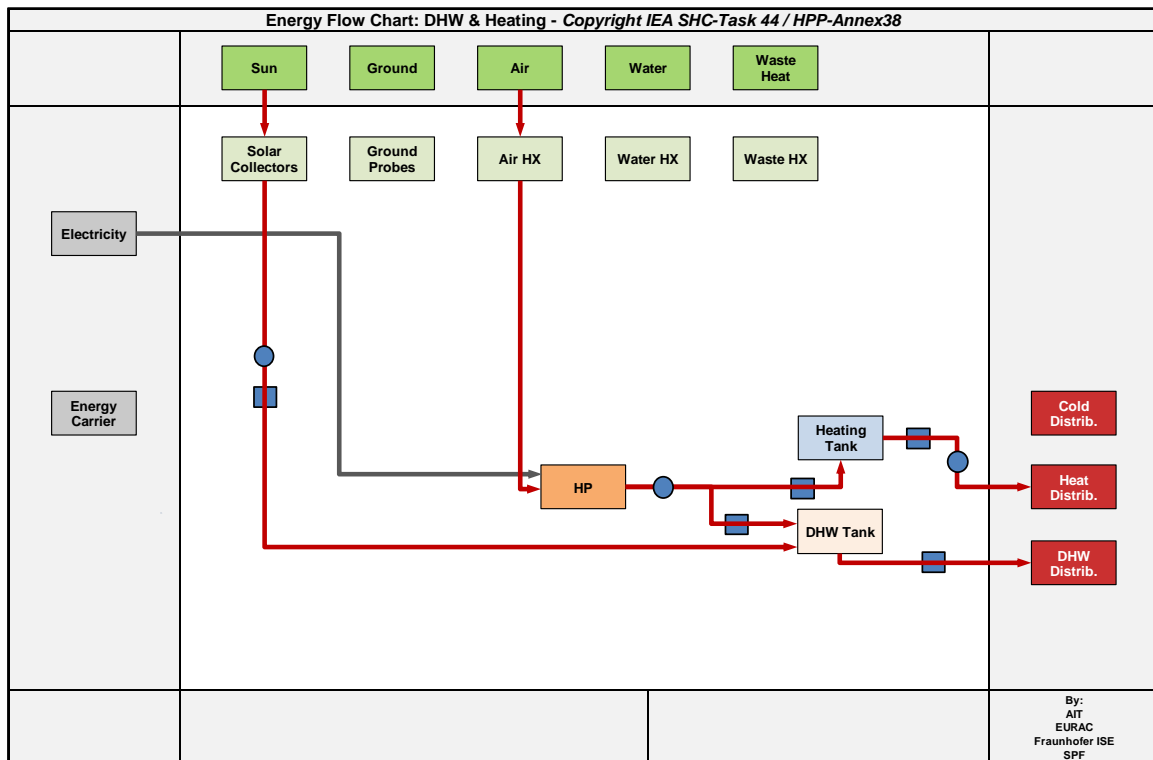
4.2.3 Principeschema



Figuur 5.1.5: Het principeschema van installatie2.

Ook het principeschema van installatie2 (Figuur 5.1.5) is een eenvoudige weergave van het hydraulisch schema. Deze installatie neemt warmte op vanuit de lucht(bron) en zon, hierbij verbruikt de installatie elektriciteit aan de zonnecollector(2) en de warmtepomp(1.1 en 1.2). De installatie geeft zijn warmte af via sanitair warm water en ruimte verwarming.

4.2.4 Flowchart



Figuur 5.1.6: De flowchart van installatie2.

Van installatie2 (Figuur 5.1.6) werd ook een flowchart opgesteld, waarbij de warmte- en elektriciteitsstromen tussen de verscheidene componenten voorgesteld. De flowchart toont dat warmte wordt opgenomen uit de zon en wordt afgegeven aan het vat voor sanitair warm water (DHW Tank). De warmtepomp onttrekt warmte aan de buitenlucht. De warmte opgewekt door de warmtepomp wordt nadien af gegeven aan beide buffervaten voor sanitair warm water en ruimteverwarming (Heating Tank). De buffervaten geven op hun beurt de warmte opnieuw af aan de afgiftesystemen.

4.2.5 Berekeningen

4.2.5.1 SPF

$$SPF_{TOT} = \frac{Q_{RVWafgifte} + Q_{SWWafgifte}}{P_{SOL} + P_{WP-RVW} + P_{WP-SWW}}$$

$$SPF_{WP} = \frac{Q_{RVWopwek} + Q_{SWWopwek}}{P_{WP-RVW} + P_{WP-SWW}}$$

$$SPF_{sol} = \frac{Q_{SOLopwek}}{P_{SOL}}$$

$$SPF_{RVW} = \frac{Q_{RVWafgifte}}{P_{WP-RVW}}$$

$$SPF_{SWW} = \frac{Q_{SWWafgifte}}{P_{SOL} + P_{WP-SWW}}$$

4.2.5.2 Zonne fractie

$$f_{zonTOT} = \frac{Q_{SOLopwek}}{Q_{SWWafgifte} + Q_{RVWafgifte}}$$

$$f_{zonTOT-opwek} = \frac{Q_{SOLopwek}}{Q_{SWWopwek} + Q_{RVWopwek}}$$

$$f_{zonnuttig} = \frac{Q_{SOLopwek}}{Q_{SWWafgifte}}$$

$$f_{zonnuttig-opwek} = \frac{Q_{SOLopwek}}{Q_{SWWopwek}}$$

4.2.5.3 Verliezen

$$\Delta E_{vatCV} = Q_{RVWafgifte} - Q_{RVWopwek}$$

$$\Delta E_{vatSWW} = Q_{SWWafgifte} - (Q_{SWWopwek} + Q_{SOLopwek})$$

4.2.6 Meetresultaten

Tabel 5.1.8: De meetresultaten voor installatie2.

	02-2014	03-2014	04-2014	05-2014	Totaal
Psol (kWh)	2,53	6,41	6,85	6,97	22,76
PWP-RVW (kWh)	86,80	127,05	85,45	139,88	439,18
PWP-SWW (kWh)	25,99	14,41	7,55	12,54	60,49
QRVWafgifte (kWh)	123,03	288,40	135,57	442,16	989,16
QRVWopwek(kWh)	219,93	400,07	257,79	568,83	1446,62
QSOLopwek (kWh)	14,33	38,19	43,85	42,36	138,73
QSWWafgifte (kWh)	93,17	158,69	153,12	167,54	572,52
QSWWopwek (kWh)	72,63	38,76	20,97	33,57	165,93
SPF _{tot}	1,87	3,02	2,89	3,83	2,99
SPF _{wp}	2,59	3,10	3,00	3,95	3,23
SPF _{sww}	3,27	7,62	10,64	8,59	6,88
SPF _{rvw}	1,42	2,27	1,59	3,16	2,25
SPF _{sol}	5,66	5,96	6,40	6,08	6,10
Zonne fractie _{tot} (%)	6,63	8,54	15,19	6,95	8,88
Zonne fractie _{tot-opwek} (%)	4,67	8,01	13,59	6,57	8,60
Zonne fractie _{nuttig} (%)	15,38	24,07	28,64	25,28	24,23
Zonne fractie _{nuttig-opwek} (%)	16,47	49,63	67,65	55,79	83,61
Verlies cv vat (kWh)	-96,91	-111,67	-122,22	-126,67	-457,47
Verlies sanitair vat (kWh)	6,22	81,74	88,29	91,61	267,86
Gemiddelde maandtemperatuur (°C)	6,78	8,95	12,55	13,79	10,52
Zonnestraling (kWh/m ²)	30,28	79,82	112,04	131,35	353,49
Graaddagen	230,1	187,8	76,8	58,7	553,4
Neerslag (l/m ²)	59,2	15,4	22,0	71,2	167,8

4.2.7 Bespreking

Volgens bovenstaande meetresultaten (Tabel 5.1.8) wordt een positief getal bekomen voor het verlies over het sanitair warm water vat. Dit betekent dat er meer warmte wordt afgegeven aan sanitair warm water dan dat er warmte wordt opgeslagen in het SWW-vat door de warmtepomp en zonnecollectoren. Dit is echter onmogelijk.

4.2.7.1 Fout in de meetdata

Ter controle werd het programma in de warmtepomp voor het opwarmen van het CV-vat uitgeschakeld en ook het afgifte programma voor de verwarming, zodat alle opgewekte en afgegeven warmte enkel en alleen voor sanitair warm water was. Twee maal per dag werd 330 liter sanitair warm water afgetapt zodat het volledige volume van het SWW-vat(300liter) werd vervangen zoals zichtbaar in onderstaande tabel (Tabel 5.1.9). Overdag zijn ook de zonnecollectoren ingeschakeld voor het opwarmen van het SWW-vat. De aangepaste instellingen worden allemaal weergegeven in Tabel 5.1.9 en de warmtemeters slagen om de minuut de meetwaarden op.

Tabel 5.1.9: De aanpassingen aan de instellingen van installatie2.

Tijd [uur]	Actie
Afgifte programma sanitair warm water:	
22.00	Aftappen
22.30	Aftappen stoppen
07.00	Aftappen
07.30	Aftappen stoppen
Warmtepomp programma sanitair warm water	
16.00	Comfort opwarmen
21.00	Stoppen
23.00	Comfort opwarmen
06.00	Stoppen

Dit leverde onderstaande resultaten voor 1 dag (19/06/2014):

Tabel 5.1.0: De meetresultaten voor 1 dag, namelijk 19/06/2014, van installatie2, met enkel SWW-productie.

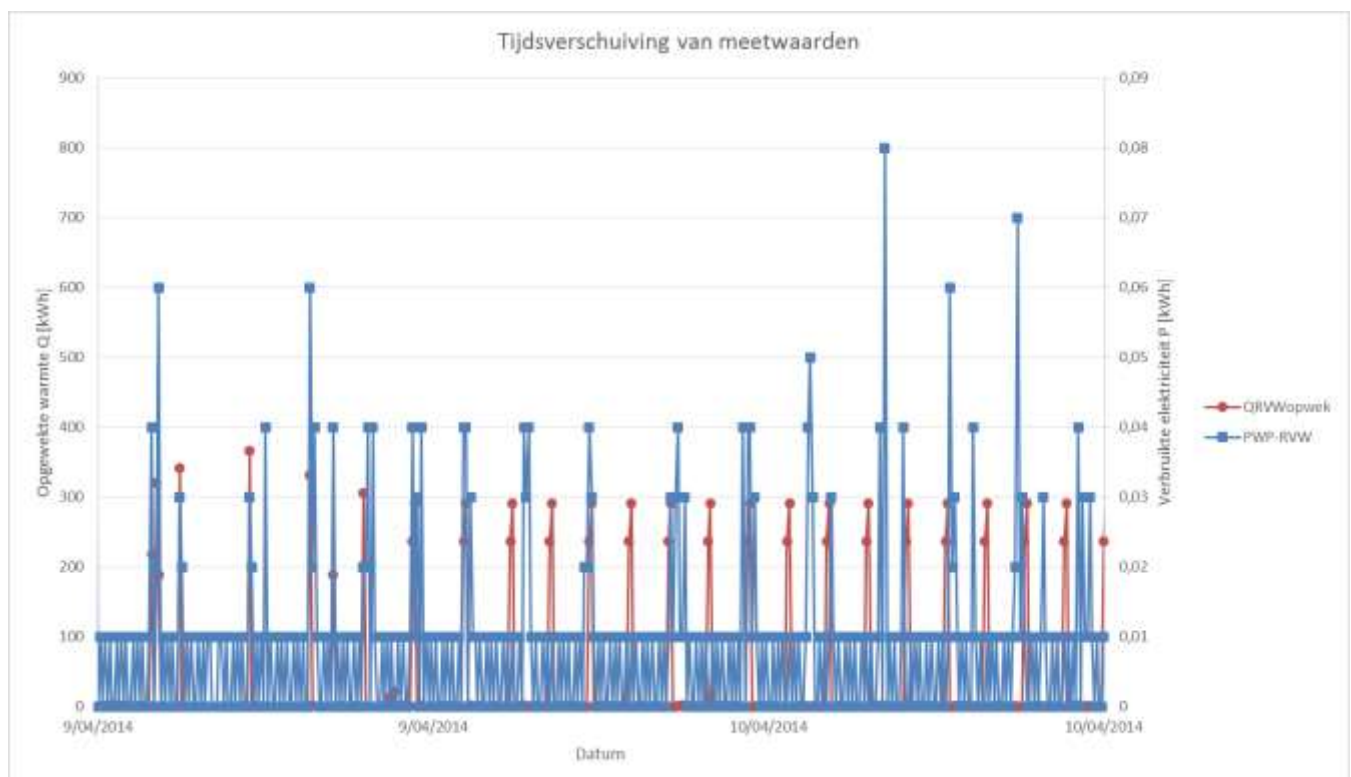
Warmte-opwekking:	
QSOLopwek (kWh)	2,0
QRVWopwek (kWh)	0,0
QSWWopwek (kWh)	6,5
Warmte-afgifte:	
QSWWafgifte (kWh)	12,6
QRVWafgifte (kWh)	0,0
Elektrisch verbruik:	
PWP-RVW (kWh)	0,0
PWP-SWW (kWh)	2,60
PSOL (kWh)	0,35
Verlies sanitair vat (kWh)	4,1

In deze situatie wordt opnieuw een positief getal bekomen voor het verlies over het sanitair vat (Tabel 5.1.10). Ook deze installatie ondervond echter problemen met de warmtemeters, namelijk:

- De volumeteller, die cumulatief het gepasseerde volume registreert, geeft bij het uitlezen op onwillekeurige momenten een lagere waarde weer dan de voorgaande. Hierna telt de volumeteller opnieuw normaal op tot dit fenomeen zich opnieuw voordoet. Dit resulteert in een negatief debiet voor de berekening van de opgewekte warmte.
- Bij het uitlezen werden perioden opgemerkt waarbij geen data beschikbaar was in het geheugen van de warmtemeter of deze data niet kon worden uitgelezen.
- De twee warmtemeters 'QRVWopwek' en 'QSWWopwek' geven weer hoeveel warmte vanuit de warmtepomp wordt geleverd aan respectievelijk het vat voor de ruimteverwarming en het vat voor het sanitair warm water. 'PWP-SWW' en 'PWP-RVW' geven het elektrisch verbruik van de warmtepomp voor het opwarmen van beide vaten. Bij de vergelijking van 'QRVWopwek' en 'QSWWopwek' met het elektrisch verbruik werd opgemerkt dat vanaf april

2014 op regelmatige tijdstippen problemen met de meetdata ontstaan. De meetdata van 'QRVWopwek' verschuiven in tijd waardoor de momenten, wanneer warmte wordt opgewekt, niet overeen komen met wanneer elektriciteit wordt verbruikt om deze warmte op te wekken. Het interval waarmee deze data verschuift varieert tussen 30 tot 50 minuten. Figuur 5.1.7 toont het elektrische verbruik van de warmtepomp voor ruimteverwarming en de opgewekte warmte voor ruimteverwarming van de warmtepomp. De pieken voor het elektrisch verbruik en opgewekte warmte komen altijd overeen tot en met iets na de middag van 09/04/2014. Vanaf dit moment overlappen de pieken elkaar niet meer.

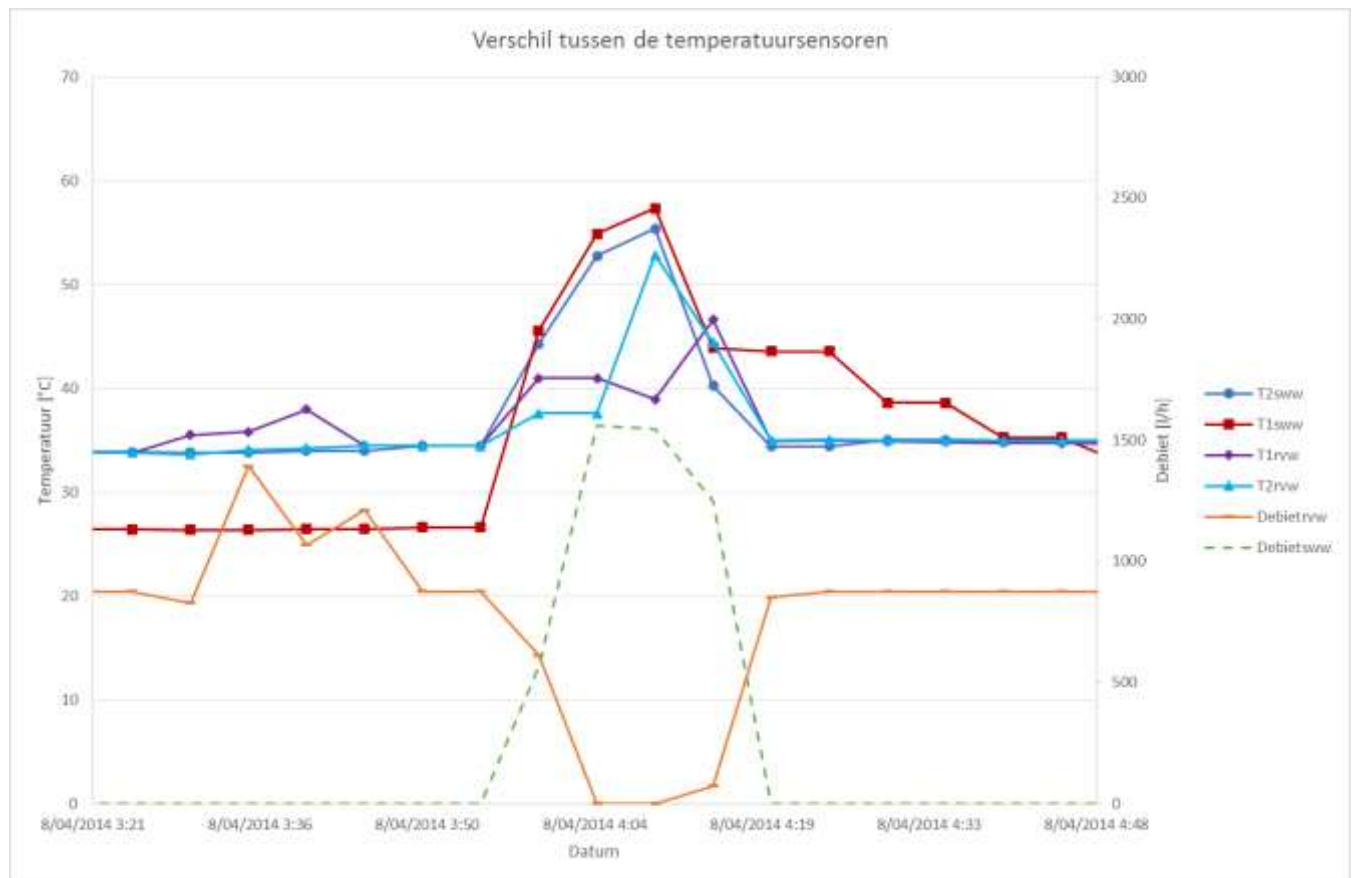
- De 2 temperatuursensoren voor de retourtemperatuur T2 van de twee warmtemeters 'QRVWopwek' (T2rvw) en 'QSWWopwek' (T2sww) bevinden zich in dezelfde retourleiding vlak achter elkaar. In de meetdata worden echter niet dezelfde meetwaarden opgemeten voor deze twee sensoren. (Zie onderstaande grafieken: Figuur 5.1.8 en Figuur 5.1.9)
- Bij het aanpassen van het interval waarover data moet worden opgeslagen van 5 minuten naar 1 minuut, werd opgemerkt niet elke minuut de correcte temperatuur werd uitgelezen (zie Figuur 5.1.8). T1 en T2 voor 'QSWWopwek' werken correct en stijgen elke minuut tijdens de aanmaak van sanitair warm water, maar eenmaal geen sanitair warm water meer wordt aangemaakt wordt ook de temperaturen niet correct uitgelezen elke minuut. Bij het manueel controleren wordt wel elke minuut een andere temperatuur uitgelezen, maar bij het uitlezen via het optisch oog daalt en stijgen de temperaturen in stappen van 10 minuten.



Figuur 5.1.7: De tijdsverschuiving van de meetwaarden voor installatie2.



Figuur 5.1.3: Het gedrag van de temperatuursensoren.



Figuur 5.1.9: Het verschil tussen de temperatuursensoren.

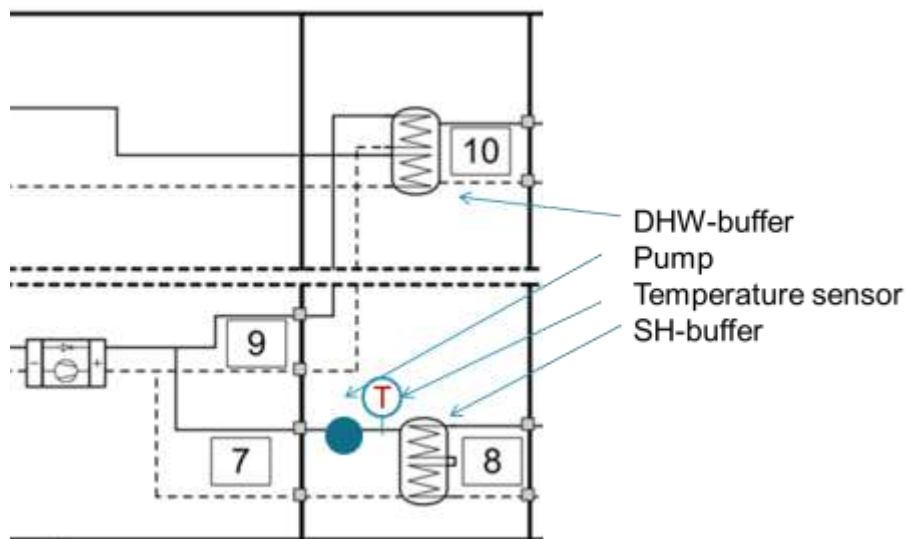
De leverancier en producent van deze warmtemeters weet de oorzaak niet van deze problemen en zodus ook geen oplossing.

Deze problemen met de meters of de uitlezing van de meters kan de oorzaak zijn van het bekomen van een warmtewinst in plaats van warmteverlies over het sanitair warm water vat. Dit betekent dan echter wel dat de meetwaarden voor deze installatie niet betrouwbaar zijn.

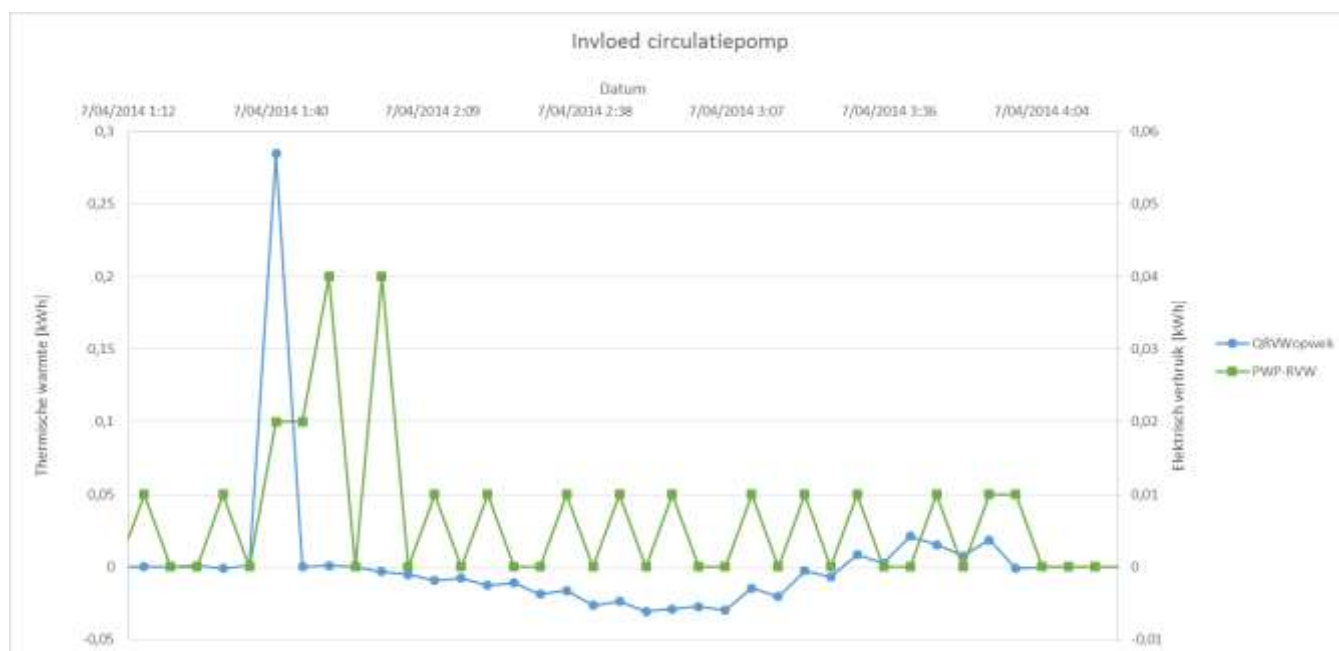
4.2.7.2 Circulatiepomp van de warmtepomp

Bij de elektriciteitsmeters werden echter geen problemen vastgesteld. Wel werd opgemerkt dat er een zeer hoog elektrisch verbruik was van de warmtepomp voor ruimteverwarming. De oorzaak hiervan was het aansturingprogramma van de warmtepomp om het vat voor ruimteverwarming op te warmen. De warmtepomp werd geregeld aan de hand van de temperatuur in de aanvoer van de warmtepomp naar het RVW-vat. De warmtepomp heeft hiervoor continu debiet nodig in de aanvoerleiding om telkens de juiste temperatuur op te meten. De circulatiepomp in de warmtepomp stond om deze reden continu aan zodat de aanvoertemperatuur kon worden gemeten. Indien de temperatuur te laag wordt, start de compressor van de warmtepomp om het vat op te warmen. Voor de installatie in het laboratorium resulteert dit aansturingprogramma in extra verliezen over de leidingen tussen de warmtepomp en het buffervat en een hoger elektrisch verbruik. Deze leidingen zijn echter niet geïsoleerd. De warmtepomp heeft nog twee andere aansturingprogramma's, waarbij

een aansturing via een temperatuursensor in het RVW-vat is meest aangewezen is voor deze installatie. Deze aanpassing is niet tijdig kunnen worden uitgevoerd om hier meetdata van beschikbaar te kunnen stellen. Echter wanneer het elektrisch verbruik van de warmtepomp in detail wordt bestudeerd, is een duidelijk verschil zichtbaar tussen het elektrisch verbruik tijdens de periode dat de compressor aanstaat en wanneer de compressor niet aanstaat. Hieronder wordt een vergelijking gemaakt van het elektrisch verbruik met of zonder circulatiepomp. Deze resultaten zijn geen exacte meetwaarden, maar geven een indicatie van de invloed van de circulatiepomp. De meetwaarden voor de warmtemeters worden ook weergegeven, dit enkel ter illustratie van de invloed van de circulatiepomp.



In Figuur 5.1.10 wordt in detail weergegeven hoeveel warmte (Q_{RVWopwek}) wordt opgewekt/afgegeven in de tijd en hoeveel elektriciteit (P_{WP-RVW}) wordt verbruikt in de tijd. De piek in het elektrisch verbruik van bijna 0,3 kWh vertegenwoordigt het verbruik van de compressor en circulatiepomp en het elektrisch verbruik van ongeveer 0.01 kWh stelt enkel het verbruik van de circulatiepomp voor. Op de grafiek is zichtbaar dat nadat de compressor is gestopt, Q_{RVWopwek} een negatieve waarde krijgt. Dit betekent dat de aanvoertemperatuur kleiner is dan de retourtemperatuur. Dit heeft als gevolg dat er warmteverlies op treedt vanuit het buffervat tijdens de periode dat de circulatiepomp aanstaat.



Figuur 5.1.10: De invloed van de circulatiepomp.

Tijdens de perioden dat enkel de circulatiepomp aanstaat, worden retro-actief in de meetbestanden de waarden voor QRVWopwek en PWP-RVW op nul gezet. Zo wordt het elektrisch verbruik en de opgewekte/afgegeven warmte door enkel de circulatiepomp verwijderd. Dit heeft onderstaande Tabel 5.1.11 als resultaat voor de periode 01 tot 07/04/2014:

Tabel 5.1.11: De invloed van de circulatiepomp voor een periode van 01 tot 07/04/2014.

	Met circulatiepomp	Zonder circulatiepomp
PSOL (kWh)	1,42	
PWP-RVW (kWh)	16,25	9,38
PWP-SWW (kWh)	2,25	
QRVWafgifte (kWh)	33,88	
QRVWopwek (kWh)	36,61	37,45
QSOLopwek (kWh)	8,71	
QSWWafgifte (kWh)	35,98	
QSWWopwek (kWh)	6,72	
SPF TOT	3,51	5,35
SPF WP	2,34	3,80
SPF RVW	2,09	3,61
Gemiddelde dagtemperatuur (°C)	14,4	
Zonnestraling (kWh/m ²)	21,48	
Graaddagen	6,1	

De Q- en SPF-waarden in de Tabel 5.1.11 zijn indicatief en worden enkel getoond om aan te tonen hoe ze beïnvloed worden door de regeling van de circulatiepomp. De P-waarden met circulatiepomp voor het elektrisch verbruik zijn wel correct en de P-waarden zonder circulatiepomp zijn een indicatie van wat ongeveer elektrisch gaat verbruikt worden. Zonder de circulatiepomp halveert het elektrisch verbruik voor ruimteverwarming bijna. Dit heeft een zeer gunstig effect op de verschillende SPF-waarden. De weeromstandigheden hebben een invloed op de verbetering van de SPF. Indien het kouder is dan tijdens de periode van 01 tot 07/04/2014, moet de warmtepomp meer warmte opslagen in het buffervat voor ruimteverwarming. Hierdoor gaat de compressor meer moeten aanstaan. Dit heeft als gevolg dat de periode dat enkel de circulatiepomp aanstaat kleiner wordt. Het aansturingprogramma met een continu draaiende circulatiepomp is nuttig indien de compressor veel aanstaat, maar wanneer deze weinig aanstaat wordt veel elektrische én thermische energie verspild. Het is aangewezen een ander stuurprogramma te gebruiken met een temperatuursensor in het buffervat. Indien in de installatie geen buffervat aanwezig is voor ruimteverwarming, is het mogelijk de temperatuursensor in de te verwarmen ruimte te plaatsen.

4.3 Besluit

Vanwege de problemen met de meetapparatuur zoals hierboven beschreven, kan geen besluit gevormd worden in verband met de meetresultaten uit de installaties uit het labo. Wel kan geconcludeerd worden dat het correct instellen en regelen van de installatie een grote impact heeft op het rendement. Als voorbeeld dient installatie 2 en het kiezen van het juiste sturingsprogramma om warmte op te slaan in het buffervat voor ruimteverwarming. Deze keuze heeft een grote invloed op het elektrisch verbruik van de installatie en beperkt de warmteverliezen. Beide komen het rendement van een installatie ten goede.

Voor een goede energiemonitoring van een warmtepomp installatie is het belangrijk om alle nodige warmtestromen op te meten: de warmte afkomstig van de bron, de warmte opgewekt door de warmtepomp, opgenomen en afgeven warmte van de buffervaten, afgegeven warmte van de afgiftesystemen en de warmte opgewekt door de zonnecollectoren. Ook het elektrisch verbruik van de installatie is van cruciaal belang en indien mogelijk het elektrisch verbruik van alle componenten apart. Het gebruik van de juiste meetapparatuur is belangrijk, maar ook het kiezen van een goede data-acquisitie. Deze moet kunnen voldoen aan de gewenste eisen.

5 WP5T2: Metingen in situ

In het ZonWarmproject zijn 4 zongekoppelde warmtepompsystemen op locatie betrokken. Dit zijn installaties in Betekom, Beverlo, Lede en Noorderwijk.

Hierbij vindt u een verslag met de gegevens van de installaties en woningen, de hydraulische schema's, principeschema's, flowcharts, meetresultaten en bespreking per locatie. Bij een aantal installaties zijn ook enkele problemen opgedoken. Deze problemen zijn ook gedocumenteerd in het verslag.

Bij de meetresultaten die voorgesteld worden, zijn onder andere enkele weergegevens te vinden. Deze weergegevens zijn opgesplitst in enerzijds de gemeten waarden in die welbepaalde maand in 2013 of 2014 en anderzijds het langjarig gemiddelde van die maand. De gemeten waarden zijn afkomstig van een particulier weerstation in Mechelen. De weersomstandigheden zijn dus niet per locatie opgemeten, maar de voorgestelde weerdata zijn wel een indicatie voor de weersomstandigheden over heel Vlaanderen in die maand. Het langjarig gemiddelde per maand is berekend over 30 jaar, voor de periode van 1981 tot 2010. In de loop van deze periode is wel een duidelijke stijging te zien van temperatuur en zonne-instraling en overeenkomstig een daling van het aantal graaddagen. De zonne-instraling die weergegeven wordt, is gemeten op een horizontaal oppervlak.

Bij de interpretatie van de metingen en berekeningen moet er ook rekening gehouden worden met de eigenschappen van de meters. De invloed van de fout van de warmtemeters wordt weergegeven in figuur 5.2.4. Verder werken de elektriciteitsmeters met 1 puls per kWh, waardoor kleinere verbruiken soms moeilijk te detecteren zijn. De meetresultaten worden om de 30 minuten doorgestuurd, waardoor het niet te detecteren valt wanneer juist binnen dat half uur er warmte geproduceerd of verbruikt is. Wanneer het elektriciteitsverbruik opgesplitst wordt om de EER of SPF_{reg} te berekenen (voor de formules hiervan, zie 'Berekeningen'), wordt hier waarschijnlijk steeds een kleine fout gemaakt aangezien het verbruik van de circulatiepompen vaak niet zichtbaar is binnen de gemeten periode van een half uur.

In het algemeen kan gesteld worden dat een zongekoppeld warmtepompsysteem zeker niet ingewikkeld hoeft te zijn om goede resultaten te genereren. Een SPF van 4,5 kan gemakkelijk behaald worden met eenvoudige systemen, zoals in Beverlo. Wanneer het systeem uitgebreid wordt en de zonnewarmte ook gebruikt wordt voor vloerverwarming, zoals in Noorderwijk, kan de SPF oplopen tot 8 in sommige maanden.

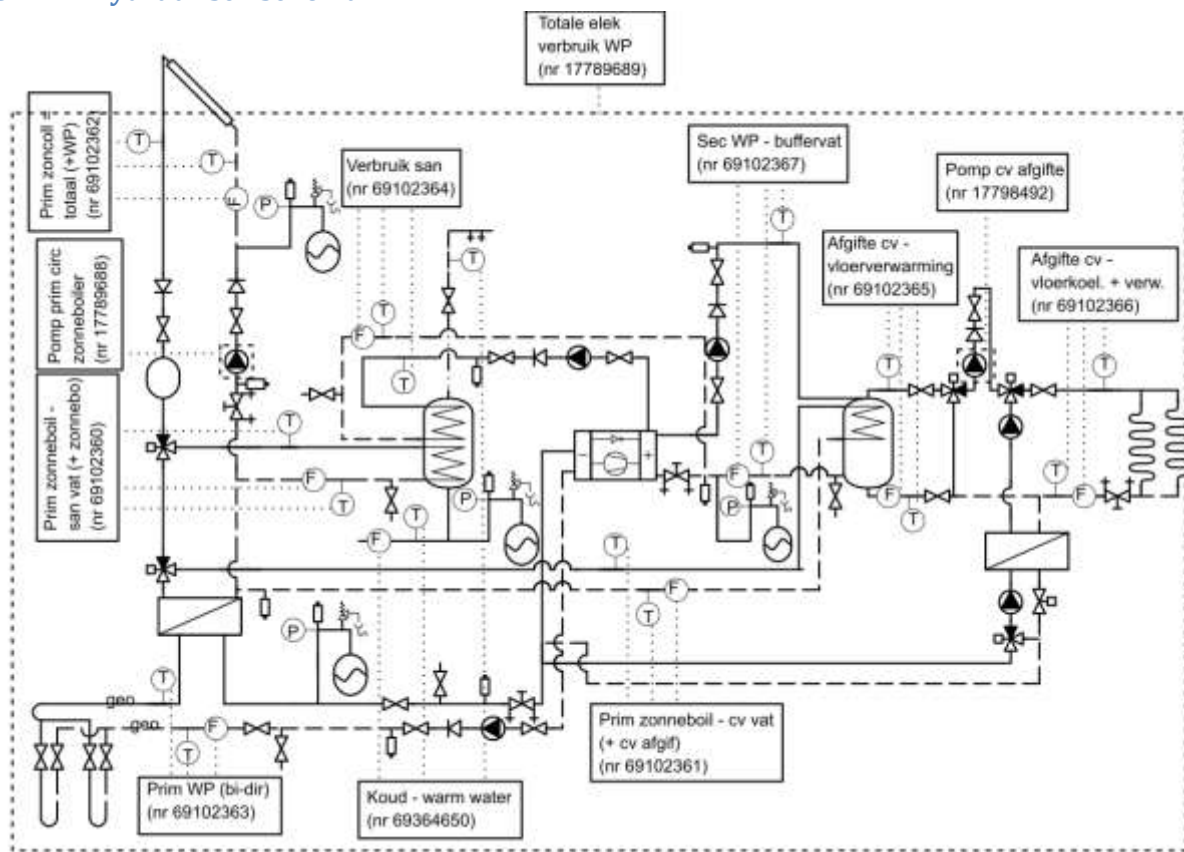
5.1 Overzicht Betekom

5.1.1 Gegevens

Tabel 5.2.1: De technische gegevens van de installatie in Betekom

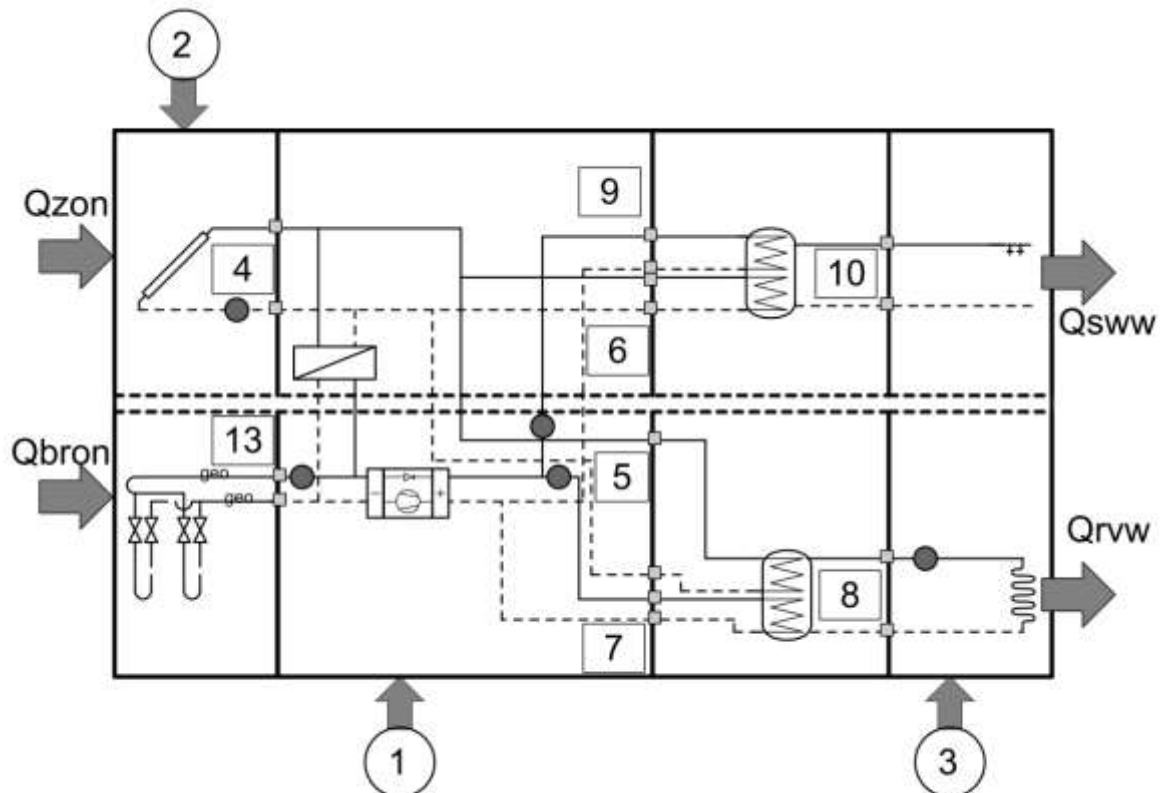
Warmtepomp	
Type Warmtepomp	Verticale bodemwarmtewisselaar (Viessmann, 300G)
Vermogen Warmtepomp	6,85 kW (0°C/35°C)
Zonnecollectoren	
Type zonnecollector	Vlakkeplaatcollector
Absoberoppervlakte	10 m ²
Hellingsgraad	35°
Azimuthhoek	11°
Buffer	
Type buffer	Gescheiden
Volume buffervat sanitair	500 l
Volume buffervat verwarming	300 l
Woning	
K-peil	16
E-peil	-18
Verwarmde oppervlakte	246 m ²

5.1.2 Hydraulisch schema



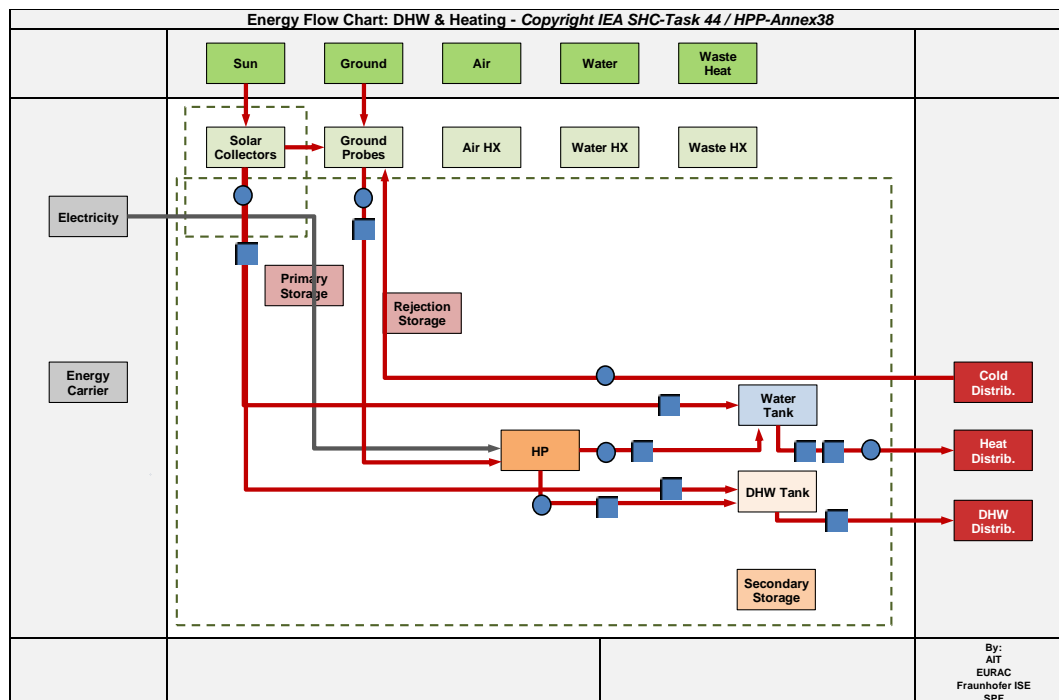
Figuur 5.2.1: Het hydraulisch schema van de installatie in Betekom

5.1.3 Principeschema



Figuur 5.2.2: Het principeschema van de installatie in Betekom

5.1.4 Flowchart



Figuur 5.2.3: De flowchart van de installatie in Betekom

5.1.5 Berekeningen

5.1.5.1 SPF

$$SPF_{TOT+} = \frac{(Afgifte\ cv - vloerverwarming\ (nr\ 69102365)) + (Koud - warm\ water\ (nr\ 69364650))}{Totaal\ elek\ verbruik\ wp\ (nr\ 17789689)}$$

$$SPF_{TOT} = \frac{(Afgifte\ cv - vloerverwarming\ (nr\ 69102365)) + (Koud - warm\ water\ (nr\ 69364650))}{Totaal\ elek\ verbruik\ wp\ (nr\ 17789689) - Pomp\ cv\ afgifte\ (nr\ 17798492)}$$

$$SPF_{SWW+} = \frac{(Koud - warm\ water\ (nr\ 69364650))}{Totaal\ elek\ verbruik\ wp\ SWW}$$

$$SPF_{RVW+} = \frac{(Afgifte\ cv - vloerverwarming\ (nr\ 69102365))}{Totaal\ elek\ verbruik\ wp\ RVW}$$

$$SPF_{WP} = \frac{Verbruik\ san\ (nr\ 69102364) + (Sec\ wp - buffervat\ (nr\ 69102367))}{Totaal\ elek\ verbruik\ wp\ (nr\ 17789689) - Pomp\ cv\ afgifte\ (nr\ 17798492) - Pomp\ prim\ circ\ zonneboiler\ (nr\ 17789688)}$$

$$SPF_{WP\ SWW+} = \frac{Verbruik\ san\ (nr\ 69102364)}{Totaal\ elek\ verbruik\ wp\ SWW}$$

$$SPF_{WP\ RVW+} = \frac{(Sec\ wp - buffervat\ (nr\ 69102367))}{Totaal\ elek\ verbruik\ wp\ RVW}$$

$$SPF_{WP\ grond+} = 1 + \frac{(Prim\ wp\ (bi - dir)\ (nr\ 69102363))}{Totaal\ elek\ verbruik\ wp\ (nr\ 17789689)}$$

$$SPF_{WP\ alg+} = \frac{(Sec\ wp - buffervat\ (nr\ 69102367)) + Verbruik\ san\ (nr\ 69102364)}{(Sec\ wp - buffervat\ (nr\ 69102367)) + Verbruik\ san\ (nr\ 69102364) - (Prim\ wp\ (bi - dir)\ (nr\ 69102363))}$$

$$SPF_{zon} = \frac{(Prim\ zonc\ coll = totaal\ (nr\ 69102362))}{Pomp\ prim\ circ\ zonneboiler\ (nr\ 17789688)}$$

$$SPF_{Reg+} = \frac{(Prim\ wp\ (bi - dir)\ (nr\ 69102363))}{Totaal\ elek\ verbruik\ wp\ (nr\ 17789689)}$$

SPF_{Reg} enkel op het moment dat de regeneratie plaatsvindt (op dat moment draaien enkel de circulatiepompen).

5.1.5.2 Zonne fractie

$$f_{zon} = \frac{(Prim\ zoncoll = totaal\ (nr\ 69102362))}{(Afgifte\ cv - vloerverwarming\ (nr\ 69102365)) + (Koud - warm\ water\ (nr\ 69364650))} * 100\%$$

$$f_{zon\ opwek} = \frac{(Prim\ zoncoll = totaal\ (nr\ 69102362))}{(Prim\ zoncoll = totaal\ (nr\ 69102362)) + Verbruik\ san\ (nr\ 69102364) + (Sec\ wp - buffervat\ (nr\ 69102367))} * 100\%$$

$$f_{zon\ SWW} = \frac{(Prim\ zonneboil - san\ vat\ (nr\ 69102360))}{(Koud - warm\ water\ (nr\ 69364650))} * 100\%$$

$$f_{zon\ RVW} = \frac{(Prim\ zonneboil - cv\ vat\ (nr\ 69102361))}{(Afgifte\ cv - vloerverwarming\ (nr\ 69102365))} * 100\%$$

5.1.5.3 Verliezen

$$\Delta E_{RVW\ vat} = (Afgifte\ cv - vloerverwarming\ (nr\ 69102365)) - [(Sec\ wp - buffervat\ (nr\ 69102367)) + (Prim\ zonneboil - cv\ vat\ (nr\ 69102361))]$$

$$\Delta E_{SWW\ vat} = (Koud - warm\ water\ (nr\ 69364650)) - [Verbruik\ san\ (nr\ 69102364) + (Prim\ zonneboil - san\ vat\ (nr\ 69102360))]$$

$$\Delta E_{WP} = [(Sec\ wp - buffervat\ (nr\ 69102367)) + Verbruik\ san\ (nr\ 69102364)] - [(Prim\ wp\ (bi - dir)(nr\ 69102363)) + Totaal\ elek\ verbruik\ wp\ (nr\ 17789689)]$$

$$\Delta E_{systeem} = [Afgifte\ cv - vloerverwarming\ (nr\ 69102365) + Koud - warm\ water\ (nr\ 69364650)] - [(Prim\ wp\ (bi - dir)(nr\ 69102363)) + Totaal\ elek\ verbruik\ wp\ (nr\ 17789689) + (Prim\ zoncoll = totaal\ (nr\ 69102362))]$$

5.1.6 Meetresultaten

Tabel 5.2.2: De meetresultaten voor de installatie in Betekom

	mrt/14	apr/14	mei/14	jun/14	totaal
Afgifte cv – vloerkoel. + verw. (kWh)	130	0	0	0	130
Afgifte cv - vloerverwarming (kWh)	213	87	68	80	448
Koud-warm water (kWh)	4	13	6	1	24
Pomp cv afgifte (kWh)	4	2	3	1	10
Pomp prim circ zonneboiler(kWh)	9	12	15	17	53
Prim WP (bi-dir) (kWh) (Verwarming/koeling)	85,3	0/24,5	0,3/308,2	1/371,2	86,6
Prim zoncoll = totaal (kWh)	455,5	433,3	597,1	679,6	2165,5
Prim zonneboil – cv vat (kWh)	232,8	227,6	174,2	196,7	831,3
Prim zonneboil – san vat (kWh)	180,4	146,8	141	137,3	605,5
Sec WP – buffervat (kWh)	98	0	0	0	98
Totaal elek verbruik WP (kWh)	43	29	42	42	156
Verbruik san (kWh)	0	1	1	0	2
Zonne-instraling (kWh/m ²)	79,82	112	131,35	146,36	469,53
Langjarig gemiddelde - zonne- instraling (kWh/m ²)	70,99	111,14	143,29	147,05	472,47
Aantal graaddagen	187,8	76,8	58,7	4,77	328,07
Langjarig gemiddelde - aantal graaddagen	259,22	168,21	71,71	26,11	525,25
Gemiddelde temperatuur (°C)	8,85	12,55	13,79	16,73	12,98
Langjarig gemiddelde - gemiddelde temperatuur (°C)	6,31	9,35	13,49	16,15	11,33
SPF _{tot+}	5,05	3,45	1,76	1,93	3,03
SPF _{tot}	5,56	3,7	1,9	1,98	3,23
SPF _{SWW+}	0	0	0	0	0,00
SPF _{RVW+}	4,95	3,1	1,62	1,9	2,87
SPF _{wp+}	3,27	0,07	0,04	0	1,08
SPF _{wp SWW+}	0	0	0	0	0,00
SPF _{wp RVW+}	2,28	0	0	0	0,63
SPF _{wp grond+}	2,98	1	1,01	1,02	1,56
SPF _{wp alg+}	7,72	1	1,43	0	7,46
SPF _{zon}	50,61	36,11	39,81	39,98	40,86
SPF _{regeneratie}	0	0	7,34	8,84	8,09
Zonnefractie _{tot} (%)	209,91	433,3	806,89	839,01	458,79
Zonnefractie _{opwek} (%)	82,29	99,77	99,83	100	95,59
Zonnefractie _{SWW} (%)	4510	1129	2350	13730	2522,92
Zonnefractie _{RVW} (%)	109,3	261,6	256,2	245,88	185,56

Verlies cv vat (kWh)	-117,8	-140,6	-106,2	-116,7	-481,30
Verlies sanitair vat (kWh)	-176,4	-134,8	-136	-136,3	-583,50
Verlies WP (kWh)	-30,3	-28	-41,3	-43	-142,60
Verlies systeem (kWh)	-366,8	-362,3	-565,4	-641,6	-1936,10

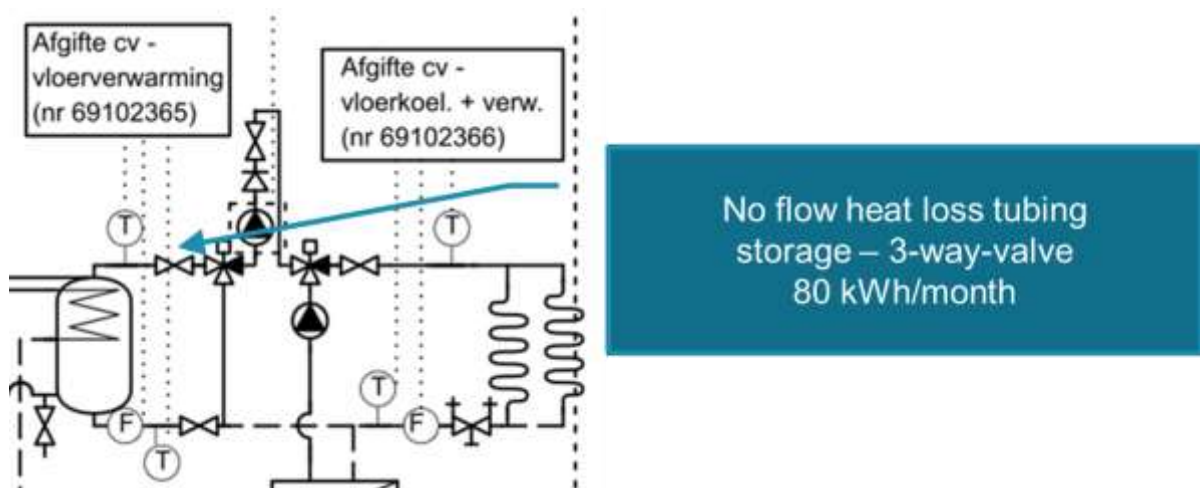
5.1.7 Bespreking

De woning in Betekom is nog niet bewoond. Hierdoor staat de inhoud van de buffervaten het merendeel van de tijd stil, wat het grote verlies kan verklaren. Dit verklaart ook de lagere SPF voor de maand april. Er is te weinig afname om een realistisch beeld van de installatie te verkrijgen.

In deze woning is meer dan voldoende zonne-energie voorhanden om te voorzien in energiebehoefte. Hierdoor moet de warmtepomp weinig werk leveren.

5.1.7.1 Verschil tussen meters

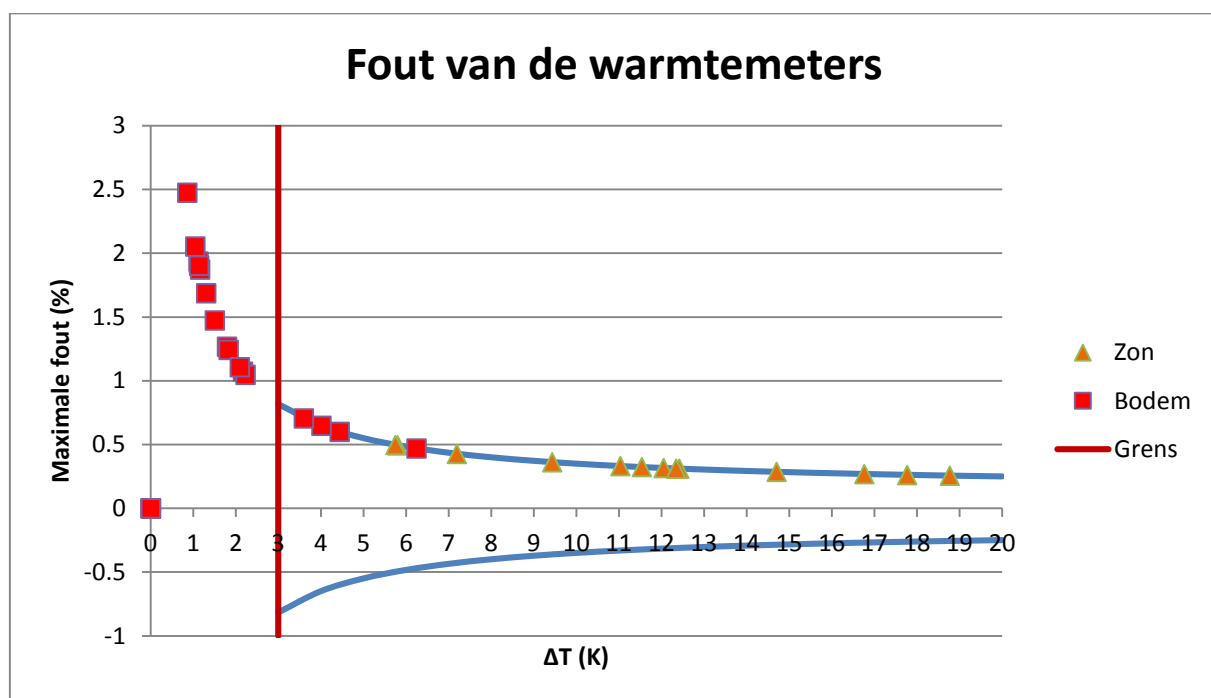
In Betekom is er een duidelijk verschil in energie tussen de meter 'Afgifte cv – vloerverwarming' en 'Afgifte cv – vloerkoel. + verw.' Het verschil in energie bedraagt maandelijks ongeveer 80 kWh, of ongeveer 20% van de totaal opgewekte energie, ondanks dat beide meters op dezelfde leiding staan, enkel met een driewegkraan tussen. Door de installatie volledig onder de loep te nemen en een aantal testen uit te voeren op de installatie, is een verklaring gevonden voor het verlies in energie. Na grondig testen, blijkt namelijk dat de driewegkraan niet volledig afsluit wanneer ze in gesloten stand staat en er dus geen debiet naar de vloerverwarming mag gaan. Hierdoor ontstaat erdoor thermosyfon-werking een lekdebiët van de aanvoer- naar de retourleiding, waardoor dit deel van de leiding altijd warm is. Dit verklaart het warmteverlies.



5.1.7.2 Regeneratie

Aangezien de woning in Betekom onbewoond is, is ook de koeling van de installatie nog niet ingesteld. Dat wil zeggen dat de koeling die te zien is in de meter 'Prim WP (bi-dir)' enkel regeneratie is en dus rechtstreekse warmte van de zon gebruikt om te regenereren. Dit is ook duidelijk te zien aan de energiemeter 'Prim zonnecoll = totaal', deze is namelijk ongeveer gelijk aan de som van 'Prim zonneboil – cv vat', 'Prim zonneboil – san vat' en de koeling van 'Prim WP (bi-dir)'. Er is dus geen extra energie die in de bodem gepompt wordt afkomstig van vloerkoeling.

Wanneer echter de som gemaakt wordt van 'Prim zonneboil – cv vat', 'Prim zonneboil – san vat' en de koeling van 'Prim WP (bi-dir)' en deze vergeleken wordt met 'Prim zoncoll = totaal', blijkt dat er ongeveer 25 kWh meer energie in de bodem gepompt wordt, dan dat de zon naar de bodem stuurt. Dit kan verklaard worden door het grote temperatuurverschil bij de zonnecollector en het kleine temperatuurverschil bij de bodem. Het verschil bij de zonnecollector tussen de vertrekkende en de retourleiding bedraagt gemiddeld ongeveer 15K, bij de grond bedraagt dit verschil echter slechts 2K. Wanneer je hierbij dan ook nog eens figuur 5.2.4 bekijkt, die de fout van de warmtemeter voorstelt in functie van het temperatuurverschil, is het al duidelijk dat er een groot procentueel verschil is tussen een verschil in temperatuur van 2K en 15K. In de specificaties van de warmtemeters is bovendien ook terug te vinden dat de ondergrens van de warmtemeters ligt bij een temperatuurverschil van 3K. Dus wanneer er in de bodem slechts een temperatuurverschil gemeten wordt van 2K, is er geen garantie over de correctheid van de meetdata. In figuur 5.2.4 zijn de rode vierkantjes de voorstelling van het verschil in temperatuur van de vertrek en retour van de zonnecollectoren en de oranje driehoeken van de bodem. Zo is duidelijk te zien dat de meeste meetpunten van de bodem zich in het gebied voor de rode lijn bevinden en bijgevolg buiten het meetbereik van de meter.



Figuur 5.2.4: Fout op warmtemeters

5.1.7.3 Lage energiewoning

Het huis in Betekom wordt bestempeld als een lage energiewoning. Bijvoorbeeld wanneer de zon laag staat, zoals vaak het geval is in de winter, wordt de woning opgewarmd door de zonnestraling op het glas. Op zo'n moment is er geen extra energievoorziening nodig.

In het tussenseizoen, wanneer de zon voldoende warmte levert om de buffervaten op temperatuur te houden, wordt het huis verwarmd met de energieverliezen. De warmte die de leidingen en buffervaten afgeven, is voldoende voor de verwarming van het huis.

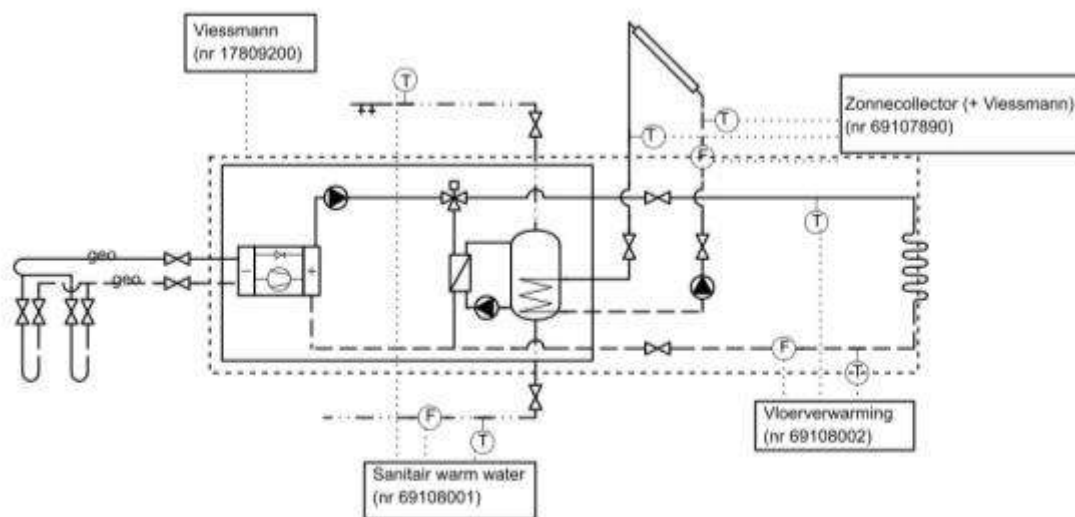
5.2 Overzicht Beverlo

5.2.1 Gegevens

Tabel 5.2.3: De technische gegevens van de installatie te Beverlo

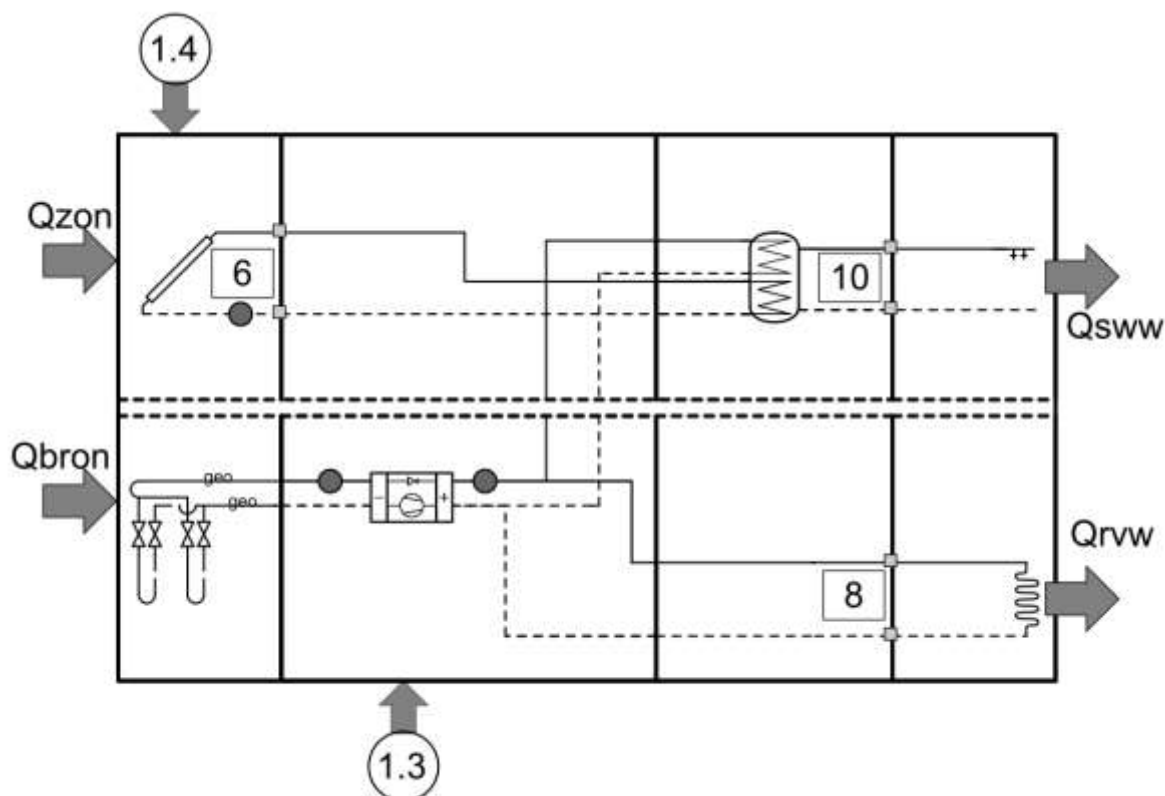
Warmtepomp	
Type Warmtepomp	Verticale bodemwarmtewisselaar (Viessmann, 242G)
Vermogen Warmtepomp	10 kW (0°C/35°C)
Zonnecollectoren	
Type zonnecollector	Vlakkeplaatcollector
Absorberoppervlakte	4,76 m ²
Hellingsgraad	45°
Azimuthhoek	90°
Buffer	
Type buffer	Gescheiden
Volume buffervat sanitair	220 l
Volume buffervat verwarming	/
Woning	
K-peil	26
E-peil	26
Verwarmde oppervlakte	250 m ²

5.2.2 Hydraulisch schema



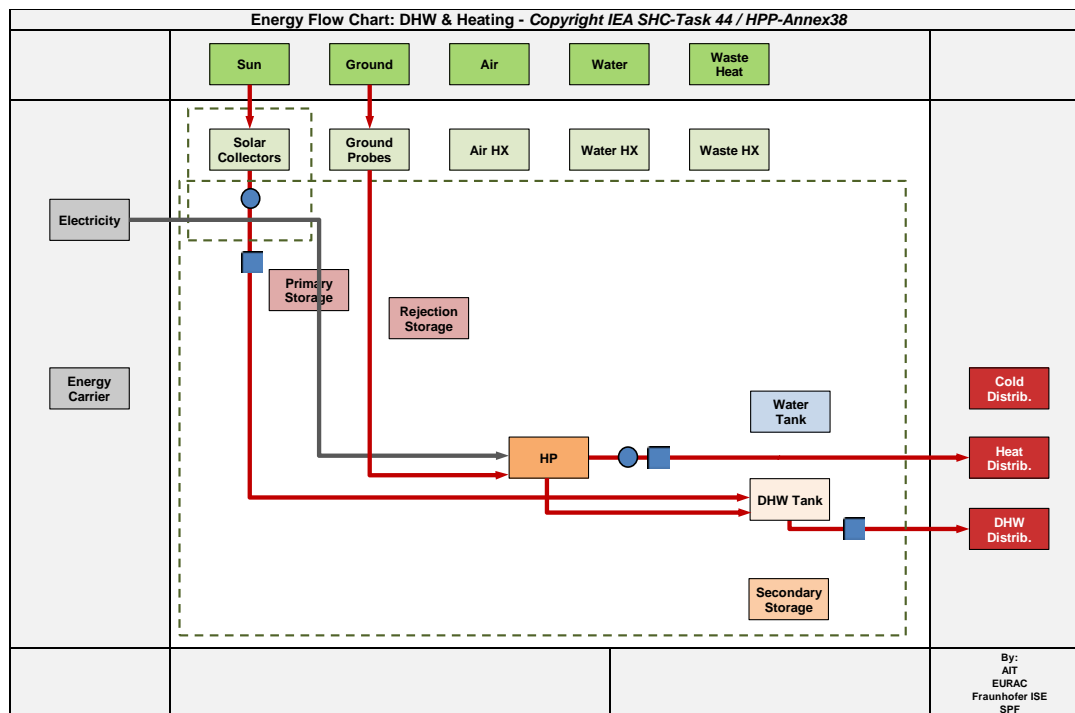
Figuur 5.2.5: Het hydraulisch schema van de installatie in Beverlo

5.2.3 Principeschema



Figuur 5.2.6: Het principeschema van de installatie in Beverlo

5.2.4 Flowchart



Figuur 5.2.7: De flowchart van de installatie in Beverlo

5.2.5 Berekeningen

$$SPF_{TOT+} = \frac{\text{Sanitair warm water (nr 69108001)} + \text{Vloerverwarming (nr 69108002)}}{\text{Viessmann (nr 17809200)}}$$

$$f_{zon} = \frac{\text{Zonnecollector (nr 69107890)}}{\text{Sanitair warm water (nr 69108001)} + \text{Vloerverwarming (nr 69108002)}} * 100\%$$

$$f_{zon\text{ nuttig}} = \frac{\text{Zonnecollector (nr 69107890)}}{\text{Sanitair warm water (nr 69108001)}} * 100\%$$

5.2.6 Meetresultaten

Tabel 5.2.4: De meetresultaten voor de installatie in Beverlo

	nov/13	dec/13	jan/14	feb/14	mrt/14	apr/14	mei/14	jun/14	Totaal
Sanitair warm water (kWh)	237	302	306	283	303	268	253	216	2168
Vloerverwarming (kWh)	1542	1785	1718	1588	893	22	12	7	7567
Totale warmtevraag (kWh)	1779	2087	2024	1871	1196	290	265	223	9735
Zonnecollector (kWh)	3,7	3,6	3,8	18,4	119,4	165,4	174,8	214,6	703,7
Warmtepomp (kWh)	393	468	458	424	252	65	53	25	2138
Zonne-instraling (kWh/m²)	15,92	15,29	17,58	30,28	79,82	112	131,35	146,36	548,6
Langjarig gemiddelde - zonne-instraling (kWh/m²)	25,04	15,49	21,81	37,18	70,99	111,14	143,29	147,05	571,99
Aantal graaddagen	251,7	283,6	273,2	230,1	187,8	76,8	58,7	4,77	1366,6
Langjarig gemiddelde - aantal graaddagen	251,34	346,61	367,34	324,83	259,22	168,21	71,71	26,11	1815,3
Gemiddelde temperatuur (°C)	6,61	5,85	6,19	6,78	8,85	12,55	13,79	16,73	9,67
Langjarig gemiddelde - gemiddelde temperatuur (°C)	6,42	3,46	2,75	3,05	6,31	9,35	13,49	16,15	7,62
SPF _{tot+}	4,53	4,46	4,42	4,41	4,75	4,46	5	8,92	4,55
Zonne fractie _{tot} (%)	0,21	0,17	0,19	0,98	9,98	57,03	65,96	96,23	7,23
Zonne fractie _{nuttig} (%)	1,56	1,19	1,24	6,5	39,41	61,72	69,09	99,35	32,46

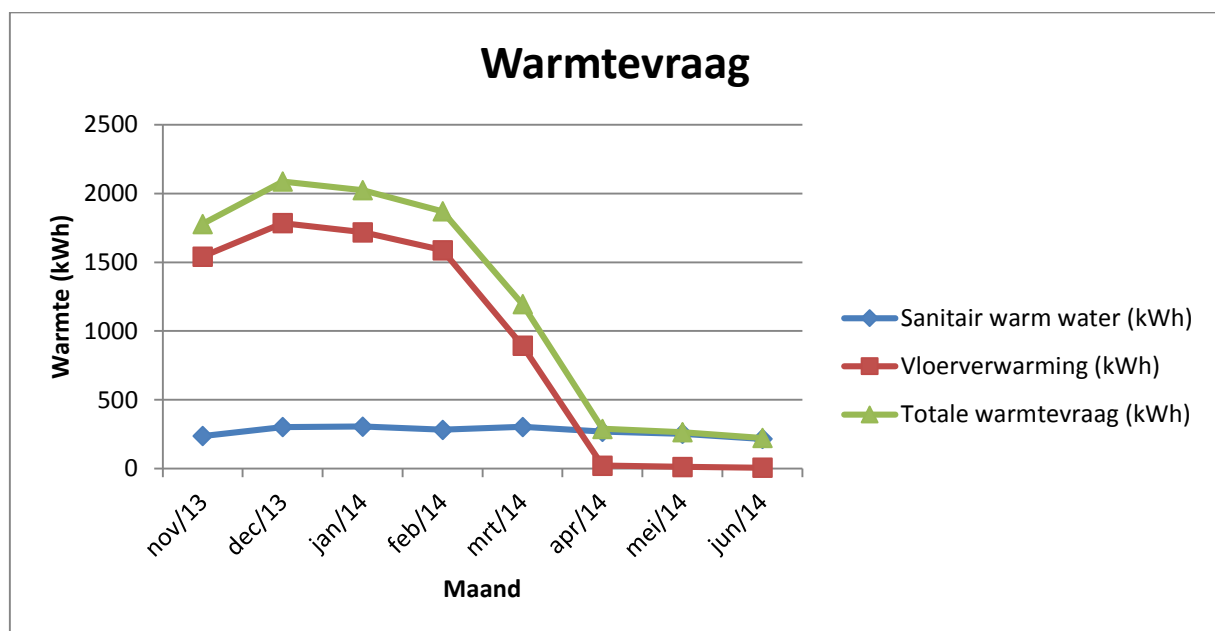
5.2.7 Bespreking

Door het feit dat deze zonwarmtepomp een geïntegreerde installatie is, konden er geen 'interne' metingen uitgevoerd worden: aparte elektriciteitsverbruik van de warmtepomp of pompen, aparte

warmtemeters op de circuits WP-RV en WP-SWW, ... Dit beperkt de meetset van deze installatie. Niettemin kunnen er relevante conclusies getrokken worden.

De zonnefractie neemt duidelijk toe bij toenemende zonne-instraling. In de zomer, wanneer de zonne-instraling het hoogst is, zou deze voldoende moeten zijn om te voorzien in de warmte voor het sanitair warm tapwater, in juni is er namelijk een nuttige zonnefractie van 99%.

Deze installatie behaalt een goed rendement, dat duidelijk wordt uit de berekende SPF'en. Toch mag de SPF niet als enige maatstaf gebruikt worden om de installatie te beoordelen. Het geheel moet bekeken worden. De hoeveelheid energie die van de zon komt, zorgt namelijk voor een betere SPF van het hele systeem, maar in principe verlaagt dit de SPF van de warmtepomp op zich.



Figuur 5.2.8: De warmtevraag van de installatie in Beverlo

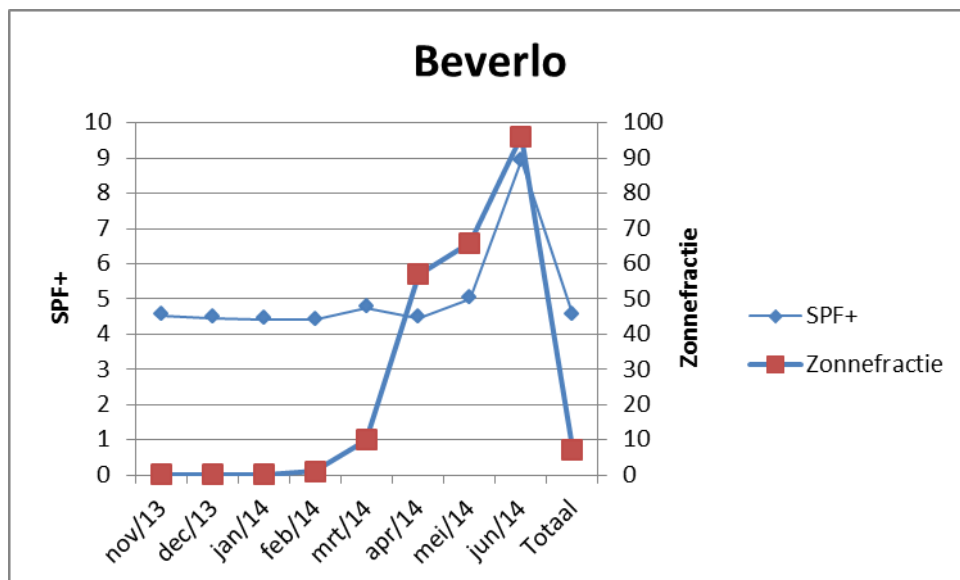
Uit bovenstaande grafiek blijkt duidelijk dat de warmtevraag voornamelijk afhangt van de vloerverwarming. Het verbruik van sanitair warm water blijft over de gemeten periode ongeveer constant.

De daling van de SPF in april ten opzichte maart kan verklaard worden door bovenstaande grafiek. In april moet er nagenoeg enkel nog water geleverd worden op hoge temperatuur voor het sanitair warm water. De zon voorziet voor ongeveer 62% in de energie voor het sanitair warm water. Dit wil zeggen dat de warmtepomp nog 38% van de energie voor het sanitair warm water moet voorzien en amper energie voor vloerverwarming. Hierdoor moet de warmtepomp op hogere temperatuur presteren, wat voor een lagere SPF zorgt.

Figuur 5.2.9 toont de SPF+ en de zonnefractie voor de installatie van Beverlo. Hieruit volgt dat de SPF inderdaad niet stijgt bij stijgende zonnefractie. Dit komt omdat de stijging van de SPF door de stijging van het aandeel zon tenietgedaan wordt doordat de warmtepomp aan een lagere SPF werkt. Door de aard van de installatie (volledige installatie geïntegreerd in 1 toestel) kon dit echter niet met

metingen aangetoond worden. Bij de installatie in Noorderwijk is dit wel bewezen aan de hand van de metingen.

Uit de maanden waarin er geen warmtevraag is (april-juni 2014) blijkt dat de zonnecollectoren met een SPF van resp. 4.5, 5 en 8.9 werken. Dit is een gemiddelde van 6 voor deze drie maanden.



Figuur 5.2.9: SPF+ en zonnefractie van de installatie in Beverlo

5.2.8 Conclusies

Zonwarmtepomp met zonnecollectoren enkel voor sanitair warm water

Geïntegreerd toestel, dus geen 'interne' metingen mogelijk

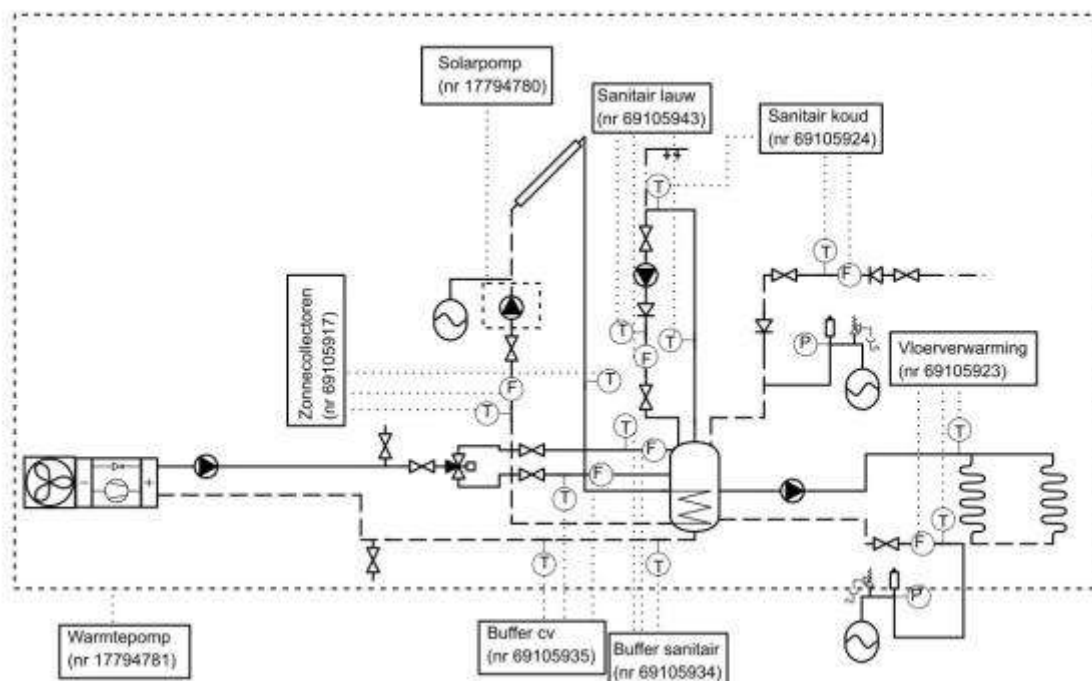
5.3 Overzicht Lede

5.3.1 Gegevens

Tabel 5.2.5: De technische gegevens van de installatie in Lede

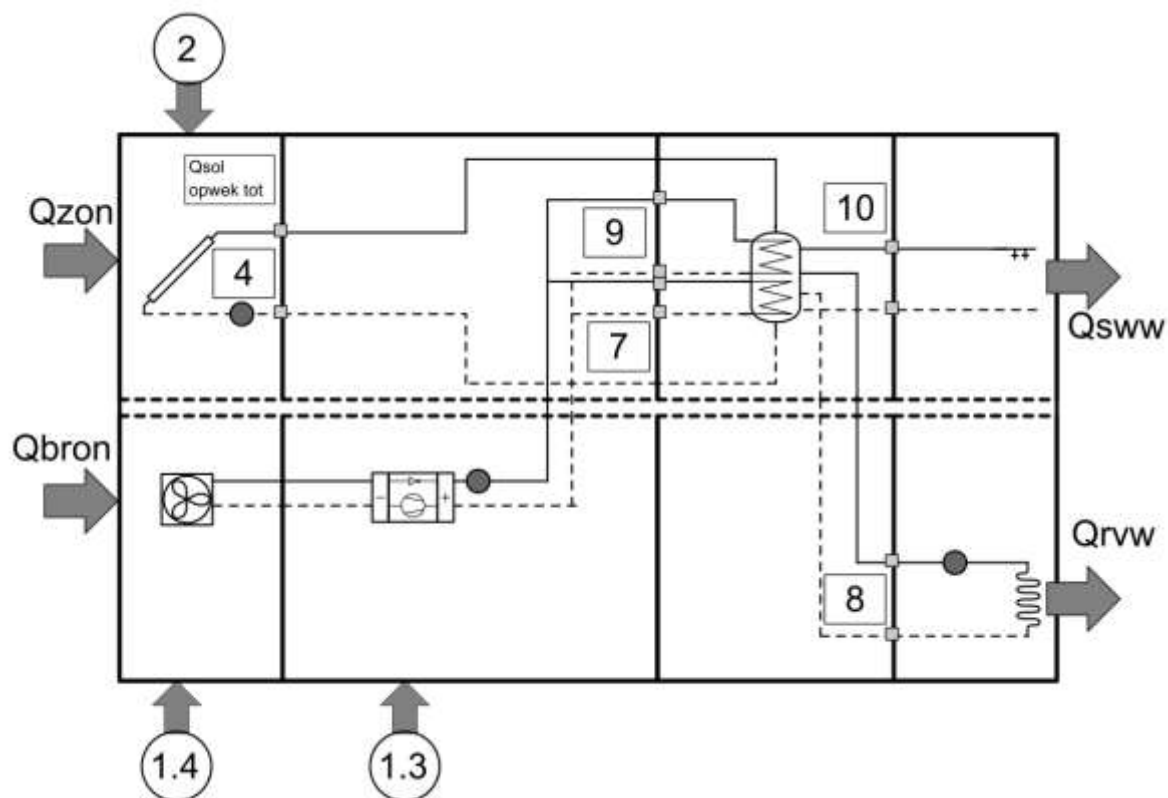
Warmtepomp	
Type Warmtepomp	Luchtwarmtepomp (Airwell, HP AW HIGH 18-9)
Vermogen Warmtepomp	18 kW (2°C/35°C)
Zonnecollectoren	
Type zonnecollector	Vlakkeplaatcollector
Absorberoppervlakte	7,08 m ²
Hellingsgraad	50°
Azimuthoek	11°
Buffer	
Type buffer	Gecombineerd
Volume buffervat	400 l
Woning	
K-peil	27
E-peil	40
Verwarmde oppervlakte	312 m ²

5.3.2 Hydraulisch schema



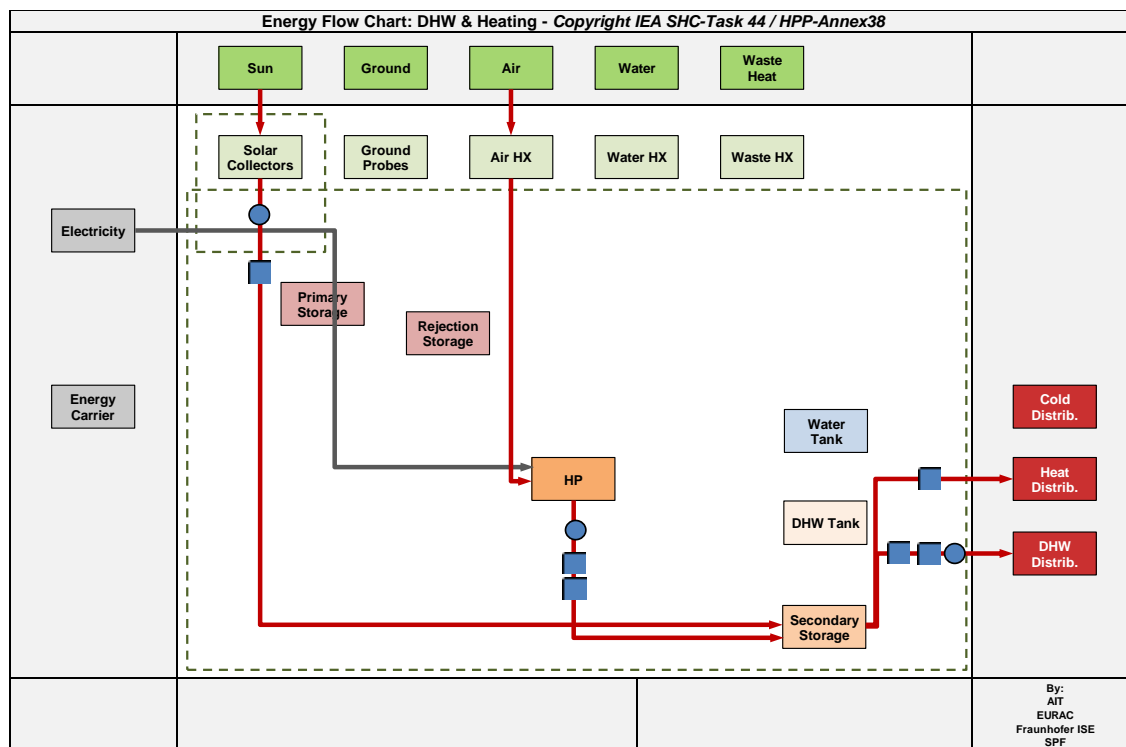
Figuur 5.2.9: Het hydraulisch schema van de installatie in Lede

5.3.3 Principeschema



Figuur 5.2.10: Het principeschema van de installatie in Lede

5.3.4 Flowchart



Figuur 5.2.11: De flowchart van de installatie in Lede

5.3.5 Berekeningen

5.3.5.1 SPF

$$SPF_{TOT+} = \frac{\text{Vloerverwarming (nr 69105923)} + \text{Sanitair koud (nr 69105924)}}{\text{Warmtepomp(nr)}}$$

$$SPF_{WP} = \frac{(\text{Buffer} - \text{cv (nr 69105935)}) + (\text{Buffer} - \text{sanitair (nr 69105934)})}{\text{Warmtepomp (nr)}}$$

$$SPF_{SWW+} = \frac{\text{Sanitair koud (nr 69105924)}}{\text{Warmtepomp SWW}}$$

$$SPF_{RVW+} = \frac{\text{Vloerverwarming (nr 69105923)}}{\text{Warmtepomp RVW}}$$

$$SPF_{WP RVW+} = \frac{(\text{Buffer} - \text{cv (nr 69105935)})}{\text{Warmtepomp RVW}}$$

$$SPF_{WP SWW+} = \frac{(\text{Buffer} - \text{sanitair (nr 69105934)})}{\text{Warmtepomp SWW}}$$

$$SPF_{zon} = \frac{\text{Zonnecollectoren (nr 69105917)}}{\text{Solarpomp (nr)}}$$

5.3.5.2 Zonne fractie

$$f_{zon} = \frac{\text{Zonnecollectoren (nr 69105917)}}{\text{Vloerverwarming (nr 69105923)} + \text{Sanitair koud (nr 69105924)}} * 100\%$$

$$f_{zon opwek} = \frac{\text{Zonnecollectoren (nr 69105917)}}{\text{Zonnecollectoren (nr 69105917)} + (\text{Buffer} - \text{cv (nr 69105935)}) + (\text{Buffer} - \text{sanitair (nr 69105934)})} * 100\%$$

5.3.5.3 Verliezen

$$\Delta E_{vat} = [\text{Vloerverwarming (nr 69105923)} + \text{Sanitair koud (nr 69105924)} + \text{Sanitair lauw (nr 69105943)}] \\ - [(\text{Buffer} - \text{cv (nr 69105935)}) + (\text{Buffer} - \text{sanitair (nr 69105934)})]$$

5.3.6 Meetresultaten

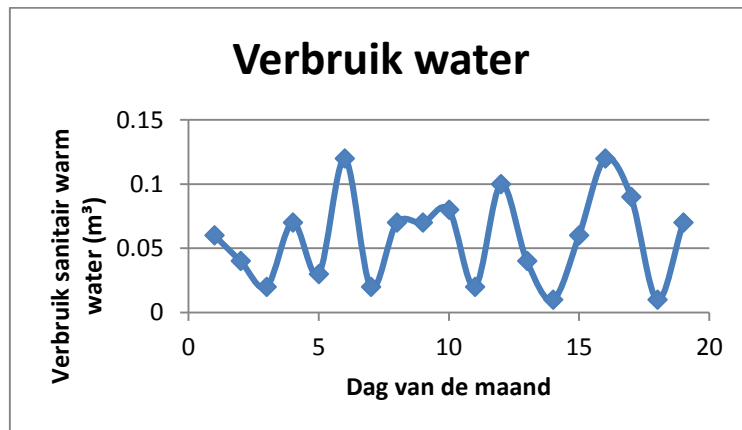
De meetresultaten die hier voorgesteld worden, zijn geen volledige maand, maar slechts van 15 juni tot en met 19 juli. Door problemen met de opstart van de installatie en de plaatsing van de meters, is het monitoren pas op die datum is kunnen beginnen. De zonwarmtepomp werkt volledig in SWW-mode. Belangrijk hierbij is dat de installatie een circulatieleiding voor warm water heeft.

Tabel 5.2.6: De meetresultaten voor de installatie in Lede

	jun/14	jul/14	Totaal
Buffer CV (kWh)	0	0	0
Buffer sanitair (kWh)	100	140	240
Pomp prim circ zonneboiler (kWh)	5	3	8
Sanitair koud (kWh)	25	31	56
Sanitair lauw (kWh)	45	54	99
Vloerverwarming (kWh)	0	0	0
Warmtepomp (kWh)	45	61	106
Zonnecollector (kWh)	39,4	21,1	60,5
Zonne-instraling (kWh/m ²)	71,99	78,90	150,89
Langjarig gemiddelde - zonne-instraling (kWh/m ²)	73,5	91,57	165,07
Aantal graaddagen	0,68	1,04	1,72
Langjarig gemiddelde - aantal graaddagen	13,5	3,06	16,56
Gemiddelde temperatuur (°C)	16,12	18,86	17,49
Langjarig gemiddelde - gemiddelde temperatuur (°C)	16,2	18,4	17,3
SPF _{tot+}	0,56	0,51	0,528302
SPF _{wp}	2,22	2,3	2,264151
SPF _{SWW+}	0,56	0,51	0,528302
SPF _{RVW+}	0	0	0
SPF _{wp RVW+}	0	0	0
SPF _{wp SWW+}	2,22	2,3	2,264151
SPF _{zon}	7,88	7,03	7,5625
Zonnefractie _{tot} (%)	157,6	68,06	108,0357
Zonnefractie _{opwek} (%)	28,26	13,1	20,13311
Verlies vat (kWh)	-30	-55	-85
Verlies circulatieleiding (kWh)	-45	-54	-99

5.3.7 Bespreking

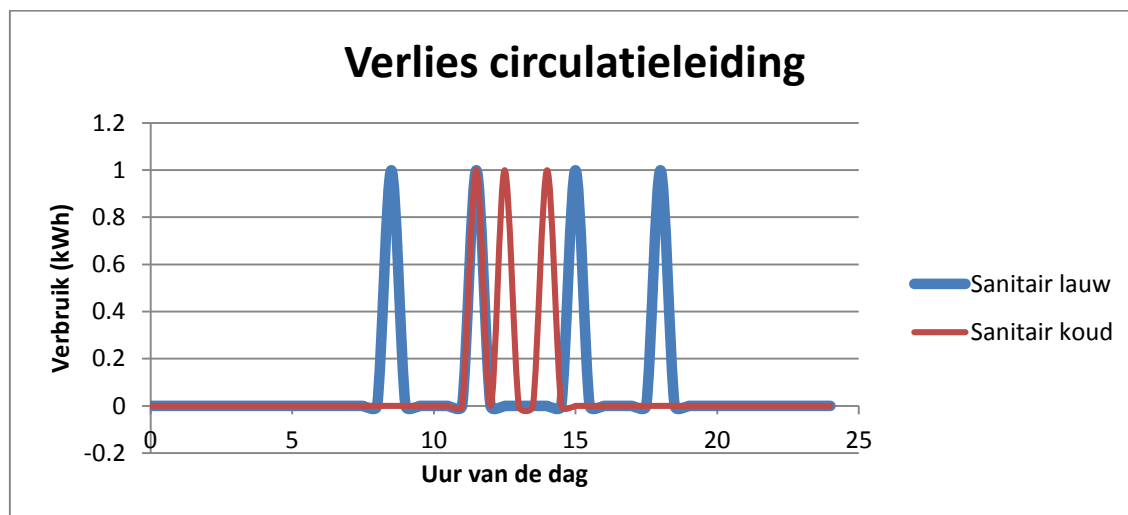
Uit de meetresultaten blijkt duidelijk dat de SPF over het volledige systeem enorm laag is, namelijk slechts 0,5. Dit slechte resultaat is te wijten aan het slechte rendement van de warmtepomp en weinig inkomende energie van de zon. Het is echter niet zo dat de installatie stilstaat (zie figuur 5.2.12), wat dus geen verklaring kan zijn voor het slechte rendement.



Figuur 5.2.12: Dagverbruik aan sanitair warm water in de maand juli

De weinige zonne-energie die in de installatie vloeit, is mogelijk te wijten aan een slechte sensor bij de zonnecollectoren of aan een foute instelling in de installatie waardoor er te weinig zonne-energie tot in het opslagvat geraakt. De pomp van de zonnecollector slaat namelijk vaak kortstondig op en snel weer terug af om nadien weer terug op te springen. Dit is niet rendabel voor het systeem.

Het verlies van de sanitaire circulatieleiding is in verhouding zeer groot. De circulatieleiding pompt sanitair warm water rond, uit en in het vat, zodat er steeds warm water beschikbaar is voor sanitair gebruik. Op de gemeten periode zorgt deze leiding voor 99 kWh verlies, op een totale warmteproductie van 300,5 kWh, dus de circulatie leiding zorgt voor 32,95% verlies. Zoals te zien is in figuur 5.2.13, is er op 1 dag meer verlies in de circulatieleiding (sanitair lauw) dan dat er water verbruikt wordt (sanitair koud). Een klok- of andere sturing van de circulatiepomp lijkt dus aangewezen.

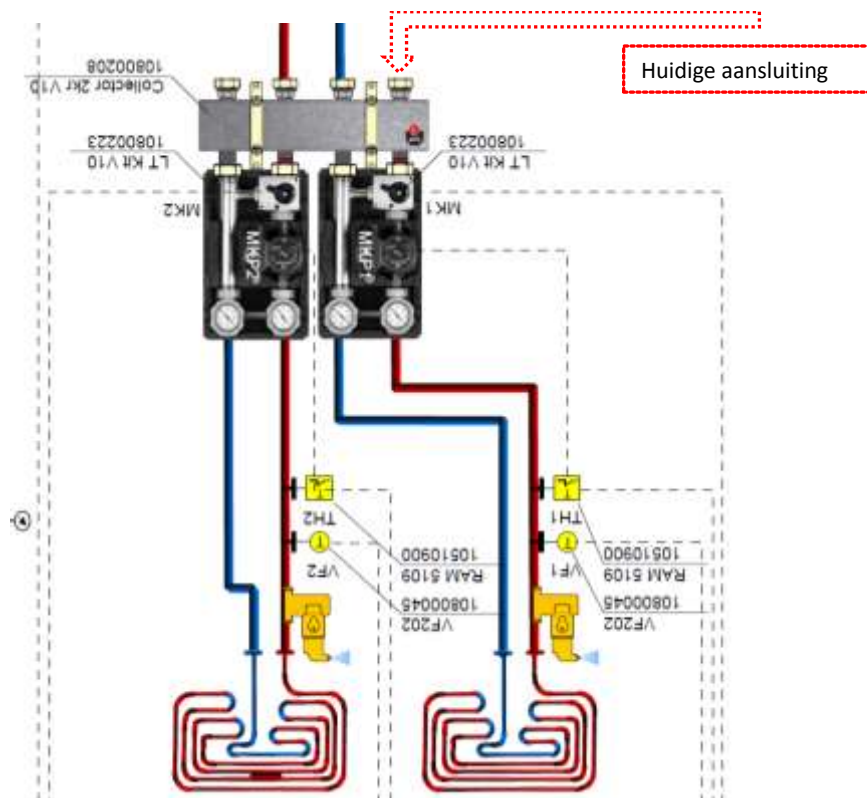


Figuur 5.2.13: Verlies circulatieleiding gedurende 1 dag

5.3.8 Problemen

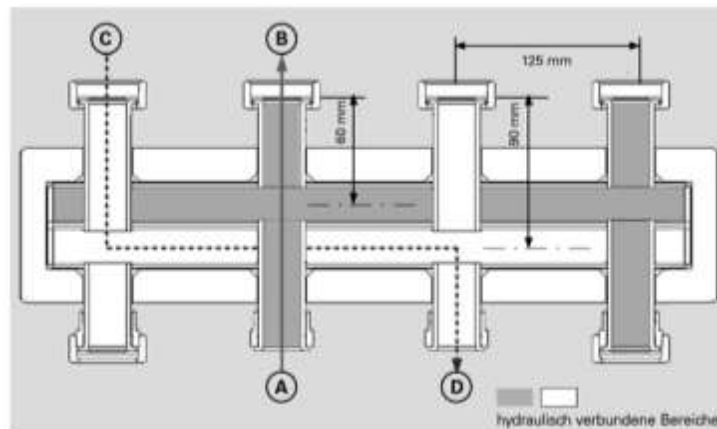
De eigenaars van deze installatie hadden klachten omtrent de verwarming van het bovenste verdiep van hun woning bij lage buitentemperaturen. Na grondig onderzoek, is er waarschijnlijk een oorzaak van het probleem gevonden.

In de installatie is onderstaand systeem voorzien om warmte te verpompen naar het gelijkvloers (rechtse kring) en naar de 2 bovenverdiepingen (linkse kring).



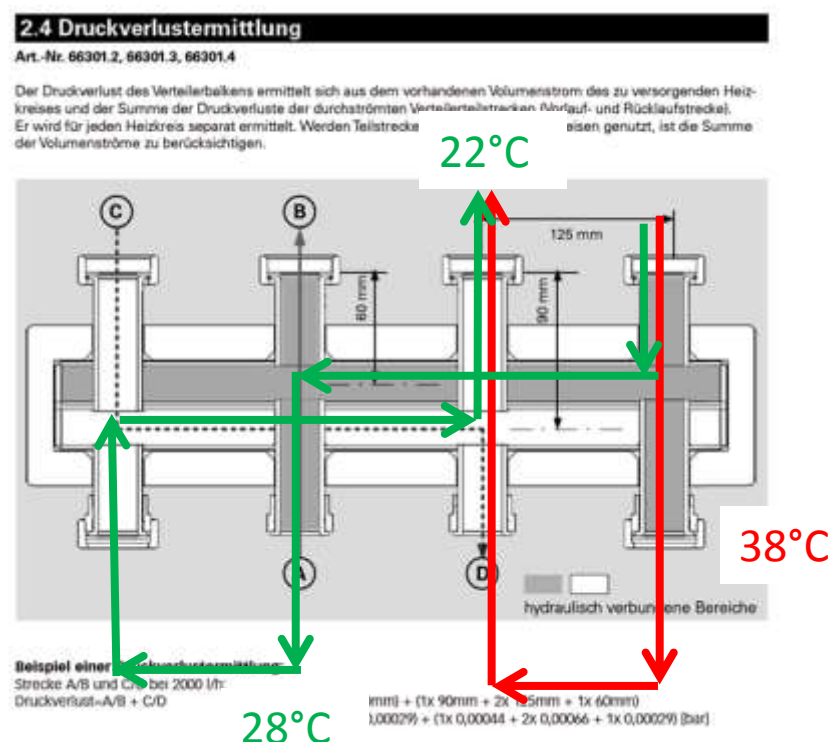
Figuur 5.2.14: Aansluiting naar de verschillende kringen

Bij het nader bekijken van de grijze blok in het systeem, blijken de leidingen als volgt door elkaar te lopen.



Figuur 5.2.15: Schakeling van de leidingen

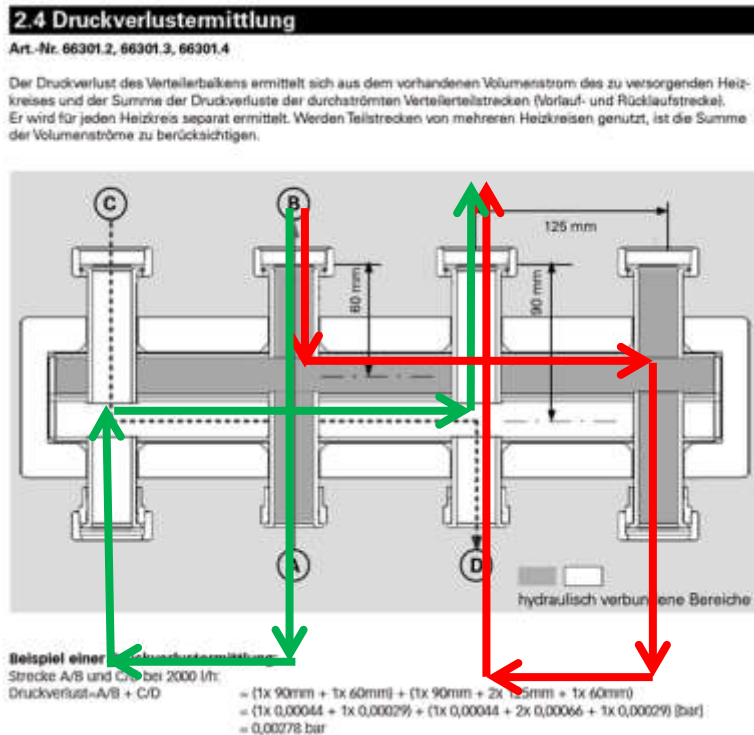
Als er dan onderzocht wordt hoe de warmtestroom loopt bij de huidige aansluiting, wordt volgend schema verkregen.



Het is duidelijk dat de kring van de bovenste verdiepingen een groter drukverschil moet overwinnen, doordat de afstand die afgelegd moet worden door de warmtestroom groter is. Bovendien wordt de

warme stroom die naar de bovenste verdieping moet, afgekoeld door de terugstroom van het gelijkvloers. Dit alles in combinatie met het feit dat de bovenverdieping meer warmteverliezend oppervlak per vloeroppervlak heeft (namelijk buitenmuren en dak), zorgt ervoor dat de bovenste verdieping niet op de gewenste temperatuur gebracht kan worden.

Het probleem is op te lossen door de toevoer op een andere leiding aan te sluiten, zoals aangegeven wordt in onderstaande figuur.



Op deze manier is het drukverschil dat overwonnen moet worden, voor beide kringen gelijk.

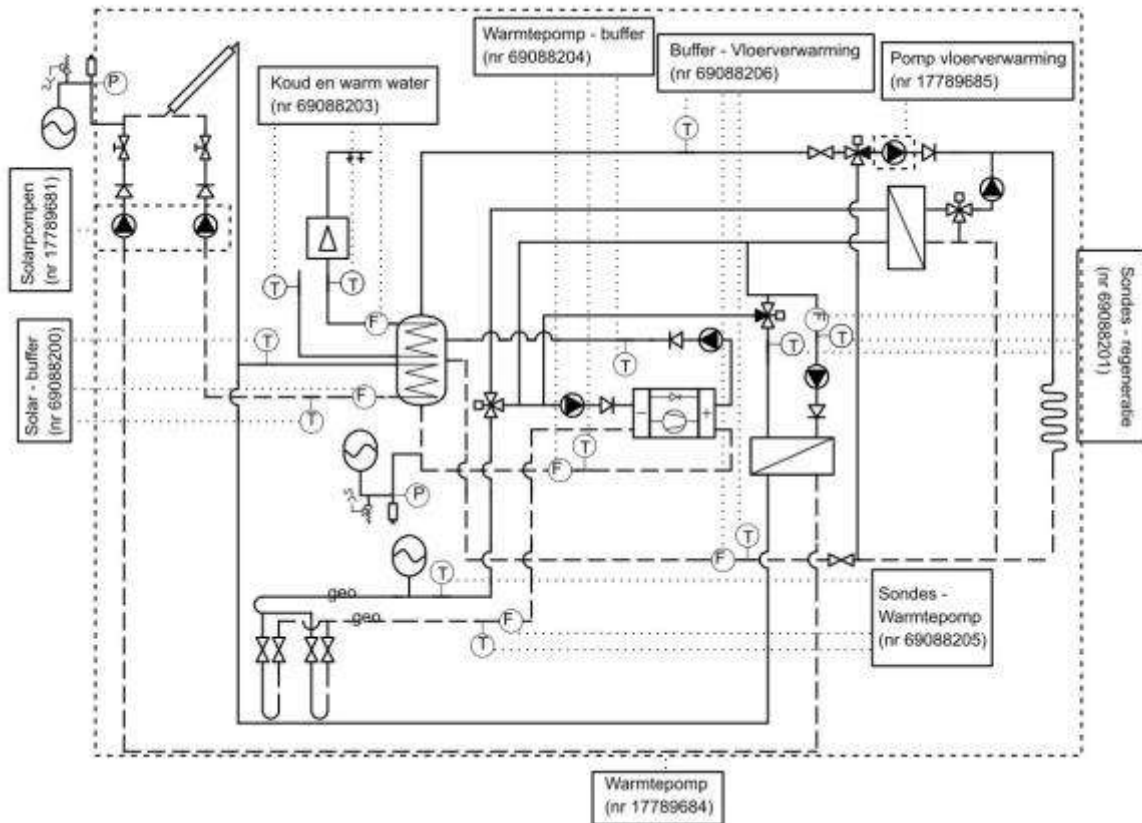
5.4 Overzicht Noorderwijk

5.4.1 Gegevens

Tabel 5.2.7: De technische gegevens van de installatie in Noorderwijk

Warmtepomp	
Type Warmtepomp	Verticale bodemwarmtewisselaar (Viessmann, 300G)
Vermogen Warmtepomp	15,1 kW (0°C/35°C)
Zonnecollectoren	
Type zonnecollector	Vacuümzonnecollectoren
Absoberoppervlakte	17 m ²
Hellingsgraad	30°
Azimuthhoek	15°
Buffer	
Type buffer	Gecombineerd
Volume buffervat	750 l
Woning	
K-peil	36
E-peil	67
Verwarmde oppervlakte	350 m ²

5.4.2 Hydraulisch schema

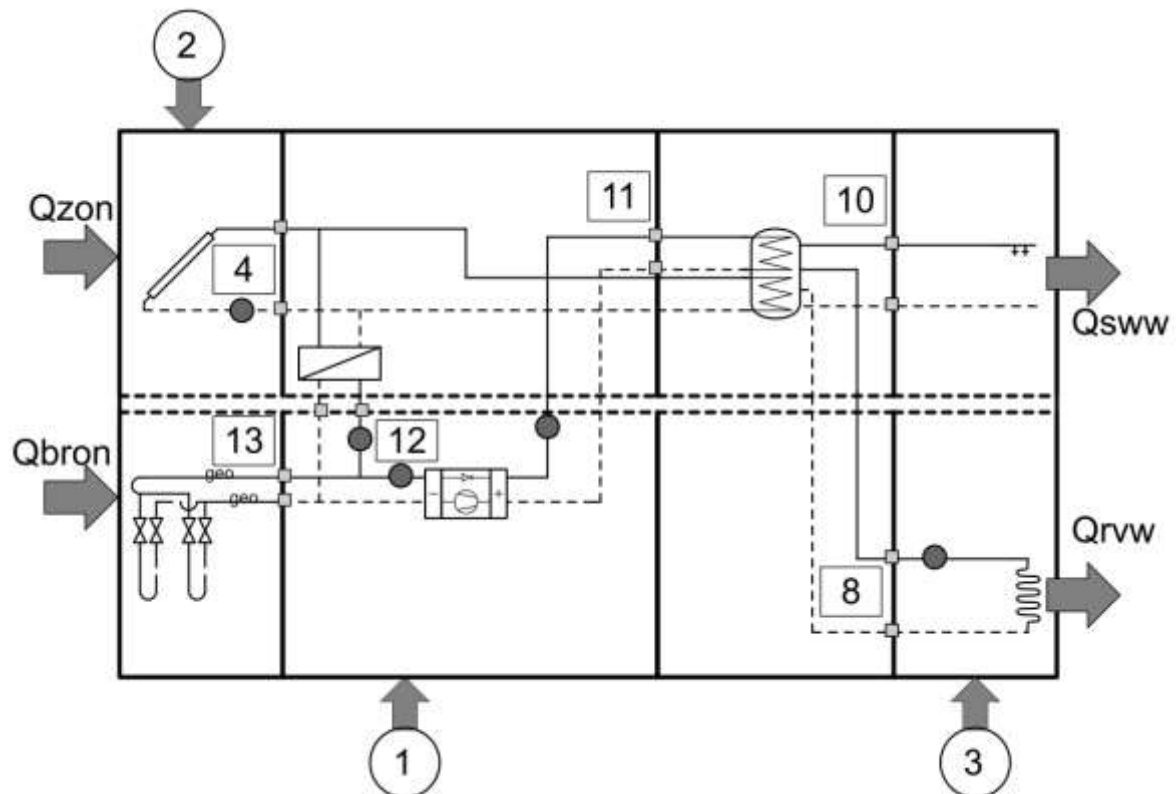


Figuur 5.2.18: Het hydraulische schema van de installatie in Noorderwijk

Belangrijk bij de interpretatie van de resultaten van deze installatie is dat er een gasketel voorzien is die het SWW naverwarmt indien dit onvoldoende door de zonwarmtepomp-installatie wordt opgewarmd. Er zijn echter geen warmtemeters geplaatst na de gasketel zodat de bijdrage ervan niet kon opgemeten worden. Om toch een idee van deze bijdrage te geven, toont de resultatentabel de gemiddelde T-uitgang-buffer voor elke maand. Kwantitatieve conclusies kunnen hier echter niet uit getrokken worden.

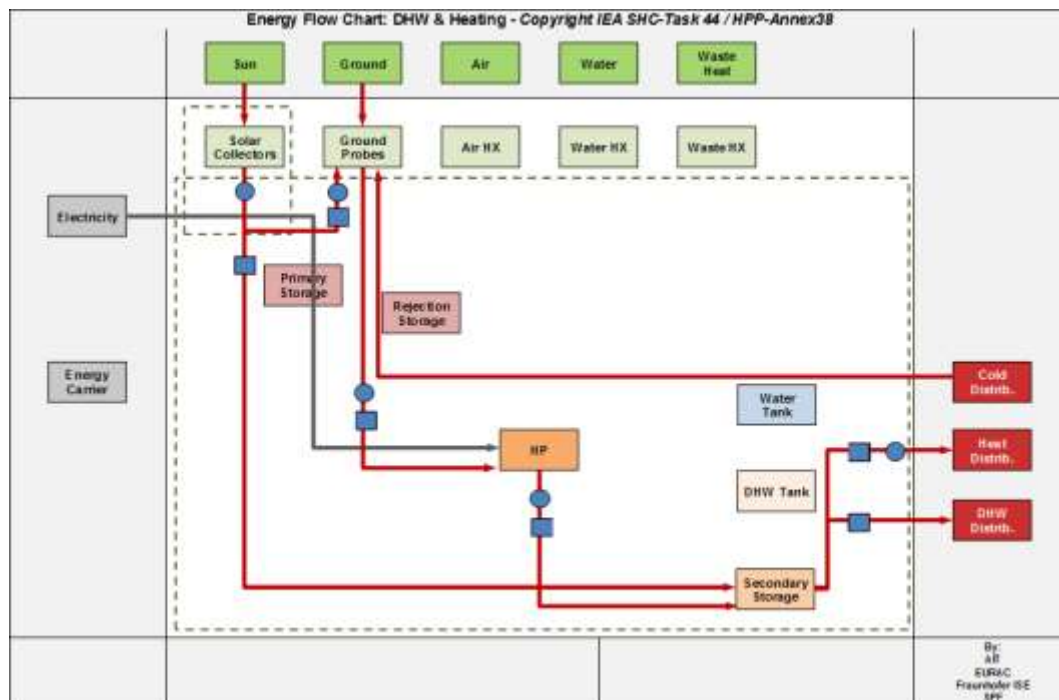
Deze installatie bevat ook een bodem-koelingsfunctie.

5.4.3 Principeschema



Figuur 5.2.19: Het principeschema van de installatie in Noorderwijk

5.4.4 Flowchart



Figuur 5.2.20: De flowchart van de installatie in Noorderwijk

5.4.5 Berekeningen

5.4.5.1 SPF

$$SPF_{TOT+} = \frac{\text{Koud en warm water (nr 69088203)} + (\text{Buffer} - \text{vloerverwarming (nr 69088206)})}{\text{Warmtepomp (nr 17789684)}}$$

$$SPF_{TOT} = \frac{\text{Koud en warm water (nr 69088203)} + (\text{Buffer} - \text{vloerverwarming (nr 69088206)})}{\text{Warmtepomp (nr 17789684)} - \text{Pomp vloerverwarming (nr 17789685)}}$$

$$SPF_{WP} = \frac{(\text{Warmtepomp} - \text{buffer (nr 69088204)})}{\text{Warmtepomp (nr 17789684)} - \text{Pomp vloerverwarming (nr 17789685)} - \text{Solarpompen (nr 17789681)}}$$

$$SPF_{WP\text{ grond+}} = 1 + \frac{(\text{Sondes} - \text{warmtepomp (nr 69088205)})}{\text{Warmtepomp (nr 17789684)}}$$

$$SPF_{WP\text{ alg+}} = \frac{(\text{Warmtepomp} - \text{buffer (nr 69088204)})}{(\text{Warmtepomp} - \text{buffer (nr 69088204)}) - (\text{Sondes} - \text{warmtepomp (nr 69088205)})}$$

$$SPF_{zon} = \frac{(\text{Solar} - \text{buffer (nr 69088200)})}{\text{Solarpompen (nr 17789681)}}$$

$$SPF_{Reg} = \frac{(\text{Sondes} - \text{regeneratie (nr 69088201)})}{\text{Warmtepomp (nr 17789684)}}$$

$$EER = \frac{\text{Sondes} - \text{warmtepomp(koeling) (nr 69088205)}}{\text{Warmtepomp (koeling) (nr 17789684)}}$$

SPF_{Reg} enkel op het moment dat de regeneratie plaatsvindt.

5.4.5.2 Zonnefractie

$$f_{zon} = \frac{(\text{Solar} - \text{buffer (nr 69088200)})}{\text{Koud en warm water (nr 69088203)} + (\text{Buffer} - \text{vloerverwarming (nr 69088206)})} * 100\%$$

$$f_{zon\text{ opwek}} = \frac{(\text{Solar} - \text{buffer (nr 69088200)})}{(\text{Solar} - \text{buffer (nr 69088200)}) + (\text{Warmtepomp} - \text{buffer (nr 69088204)})} * 100\%$$

5.4.5.3 Verliezen

$$\Delta E_{vat} = [\text{Koud en warm water (nr 69088203)} + (\text{Buffer} - \text{vloerverwarming (nr 69088206)})] - [(\text{Solar} - \text{buffer (nr 69088200)}) + (\text{Warmtepomp} - \text{buffer (nr 69088204)})]$$

$$\Delta E_{WP} = (\text{Warmtepomp} - \text{buffer (nr 69088204)}) - \left[\frac{(\text{Sondes} - \text{warmtepomp (nr 69088205)})}{(\text{Warmtepomp (nr 17789684)} - \text{Pomp vloerverwarming (nr 17789685)}) - \text{Solarpompen (nr 17789681)}} \right]$$

$$\Delta E_{Systeem} = [\text{Koud en warm water (nr 69088203)} + (\text{Buffer} - \text{vloerverwarming (nr 69088206)})] - \left[(\text{Solar} - \text{buffer (nr 69077200)}) + (\text{Sondes} - \text{warmtepomp (nr 69088205)}) + \text{Warmtepomp (nr 17789684)} \right]$$

$$\Delta E_{Regeneratie} = (\text{Sondes} - \text{regeneratie (nr 69088201)}) - (\text{Sondes} - \text{warmtepomp (nr 69088205)})$$

5.4.6 Meetresultaten

Tabel 5.2.8: De meetresultaten voor de installatie in Noorderwijk

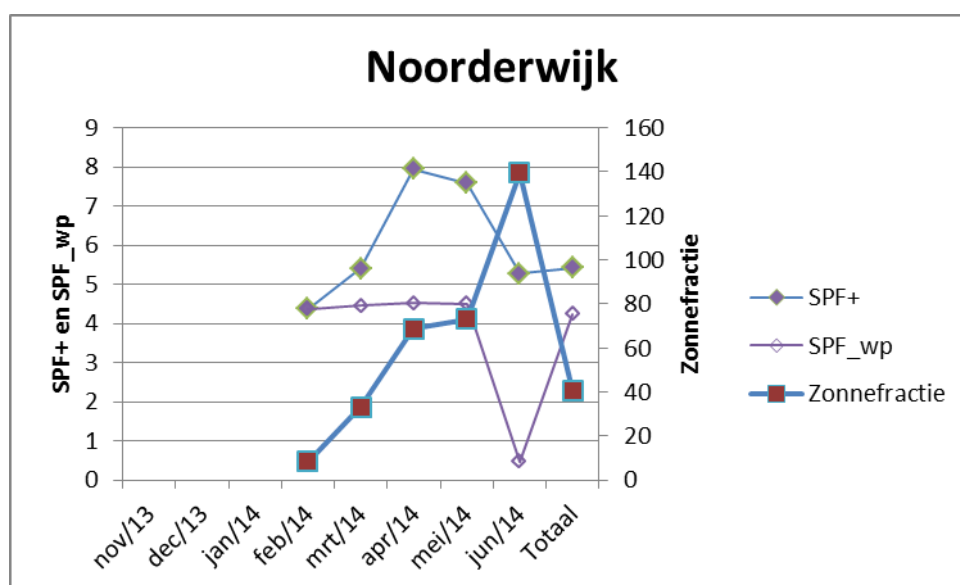
	feb/14	mrt/14	apr/14	mei/14	jun/14	Totaal
Solar - buffer (kWh)	311,2	1001,1	1175,1	991,6	750,1	4229,1
Buffer - vloerverwarming (kWh)	3635	2914	1590	1257	348	9744
Buffer – warmtepomp (kWh)	3445	2161	700	550	34	6890
Koud en warm water (kWh)	84	104	119	102	190	599
Pomp vloerverwarming (kWh)	60	67	53	50	27	257
Sondes - regeneratie (kWh)	0	0	0	180	340	520
Solarpompen (kWh)	3	6	7	7	3	26
Sondes - warmtepomp (kWh) (Verwarming/koeling)	2903/35	1839/59	600/134	472/284	75/1469	5889/1981
Warmtepomp (kWh)	851	559	215	179	102	1906
Zonne-instraling (kWh/m ²)	30,28	79,82	112	131,35	146,36	499,81
Langjarig gemiddelde - zonne-instraling (kWh/m ²)	37,18	70,99	111,14	143,29	147,05	509,65
Aantal graaddagen	230,1	187,8	76,8	58,7	4,77	558,17
Langjarig gemiddelde - aantal graaddagen	324,83	259,22	168,21	71,71	26,11	850,08
Gemiddelde temperatuur (°C)	6,78	8,85	12,55	13,79	16,73	11,74
Langjarig gemiddelde - gemiddelde temperatuur (°C)	3,05	6,31	9,35	13,49	16,15	9,67
SPF _{tot+}	4,37	5,4	7,95	7,59	5,27	5,43
SPF _{tot}	4,7	6,13	10,55	10,53	7,17	6,27
SPF _{wp}	4,37	4,45	4,52	4,51	0,47	4,25
SPF _{wp grond}	4,41	4,29	3,79	3,64	3,21	4,09
SPF _{wp alg+}	6,36	6,71	7	7,05	-0,829	6,88
SPF _{zon}	103,7	166,9	167,9	141,7	250,03	162,66
EER	0	0	21,17	16,06	16,11	16,37
Zonnefractie _{tot} (%)	8,37	33,17	68,76	72,97	139,42	40,89
Zonnefractie _{opwek} (%)	8,28	31,66	62,67	64,32	95,66	38,03
Verlies vat (kWh)	-37,2	-144,1	-166,1	-182,6	-246,1	-776,10

Verlies WP (kWh)	-246	-164	-55	-44	-113	-622,00
Verlies systeem (kWh)	-346,2	-381,1	-281,1	-283,6	-389,1	-1681,10
Verlies regeneratie (kWh)	0	0	0	-292	-1129	-5369,00
Gemiddelde T uitgang buffer (°C)	27,05	31,77	40,01	40,69	62,95	40,49

5.4.7 Bespreking

Het bekomen rendement van deze installatie ligt hoog, zeker in de maand april. De SPF is voor elke maand meer dan aanvaardbaar. De hoge SPF valt ook te verklaren doordat de uitgangstemperatuur van de buffer, niet de temperatuur is waarop het sanitair warm water geconsumeerd wordt. Achter de buffer staat nog een ketel die het water verder zal opwarmen. Ook de zonnefractie is deze installatie is hoog.

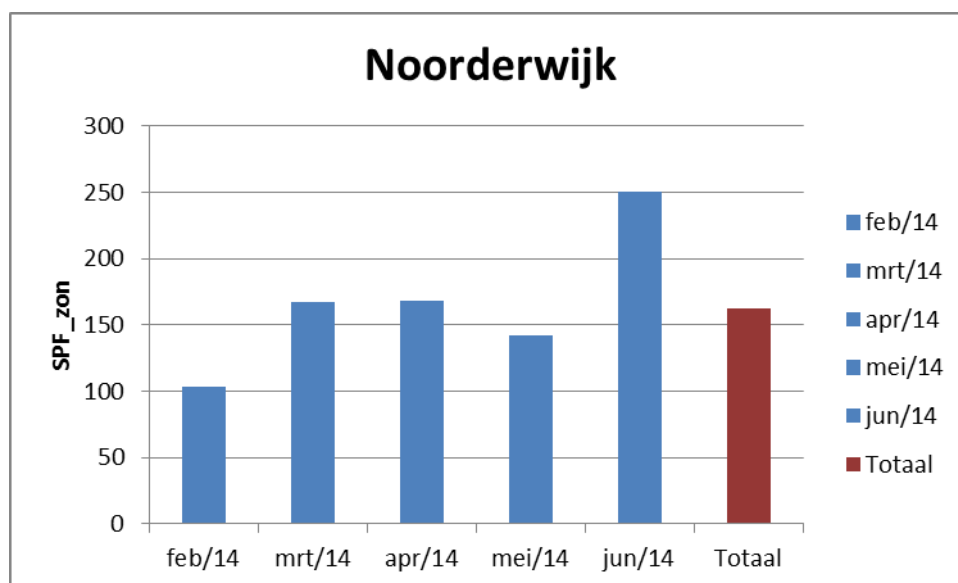
De lage temperatuur aan de uitgang van de buffer kan verklaard worden door een gebrek in de warmtemeter. Deze geeft geen gemiddelde temperatuur weer, maar de temperatuur op het moment dat de meting uitgelezen wordt. Deze temperatuur is dus niet representatief voor het voorbije half uur, maar wel indicatief voor de buffertemperatuur. Hieruit blijkt dat de gasketel zeker voor de naverwarming van het sanitair warm water zorgt.



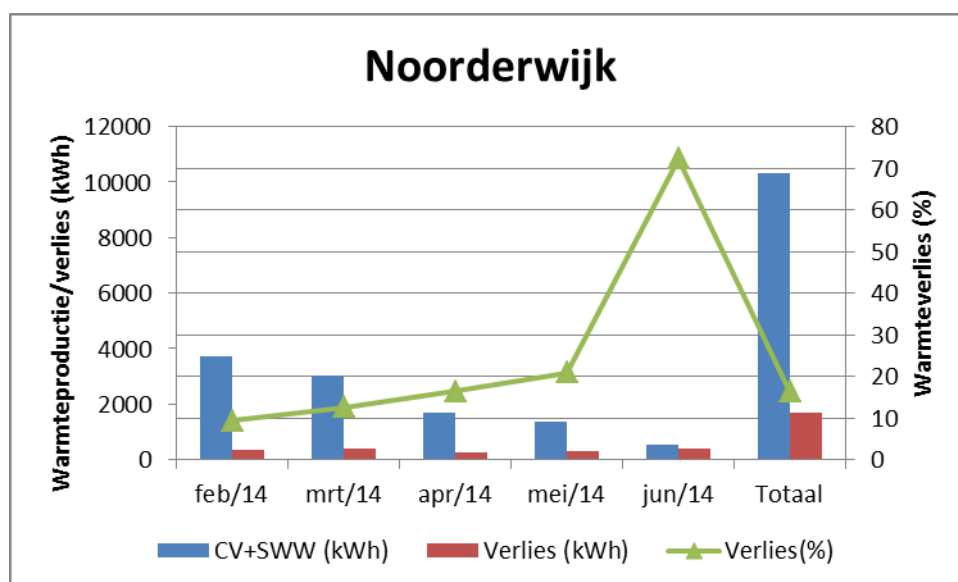
Figuur 5.2.21: Prestatiefactoren en zonnefractie van de zonwarmtepomp in Noorderwijk

Het valt op dat in de maand juni een negatieve SPF voor de warmtepomp algemeen bekomen wordt en een zeer lage SPF_{wp}. Dit valt te verklaren doordat er steeds eerste een circulatiepomp opstart vooraleer de warmtepomp zelf opstart. Hierdoor haalt de circulatiepomp meer warmte uit de grond bij de opstart dan dat de warmtepomp gebruikt om om te zetten naar meer warmte omdat de grond eerst nog de warmte van in het huis doorgepompt krijgt. Dit fenomeen is altijd geldig, maar is enkel zichtbaar in deze maand omdat er eigenlijk te weinig verwarming is.

Deze installatie is uitvoerig uitgerust met warmtemeters wat maakt dat er ook veel deelresultaten beschikbaar zijn. De SPF van de zonnecollectoren kan ook bepaald worden (zie Figuur 5.2.21). Deze liggen bijzonder hoog (standaard waarden in de literatuur zijn 50-80) met een globale waarde van 163 voor de gehele meetperiode, met een uitschieter tot 250 in juni 2014.



Figuur 5.2.22: Prestatiefactor van de zonnecollectoren van de zonwarmtepomp in Noorderwijk



Figuur 5.2.23: Analyse van het warmteverlies van de zonwarmtepomp in Noorderwijk

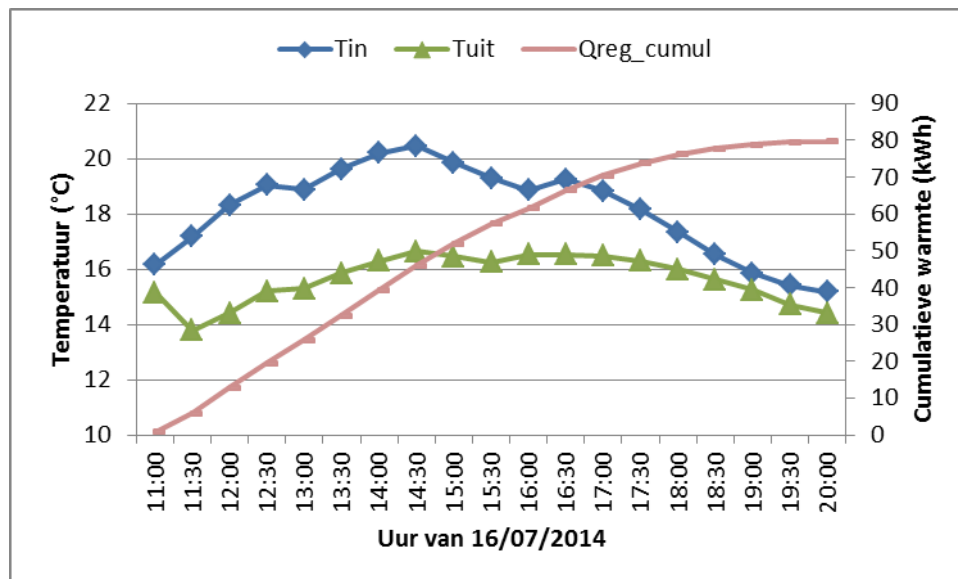
Figuur 5.2.23 toont het aandeel van het warmteverlies van de zonwarmtepomp in de totale warmtetoevoer naar de woning (SWW en RV). Ondanks het feit dat deze installatie goed en correct geïsoleerd is, blijkt dat het warmteverlies toch nog minimaal 10% van de warmtelevering is. Naar de zomer toe stijgt dit naar 20% (maand mei). In de zomermaand juni, wanneer enkel SWW moet geproduceerd worden, gaat een groot deel van de geleverde warmte (via de zonnecollectoren) verloren aan de omgeving (72% van de geleverde warmte). In totaal, voor de periode van februari-juni 2014 is het warmteverlies 16% van de totaal geleverde warmte aan RV en SWW.

Deze installatie is ook voorzien van een functie voor directe koeling via de bodem. In totaal, voor de maanden april tot juni 2014 wordt er 1981kWh koeling geleverd, aan een SPF van 16,4. Dit is een normale, te verwachten waarde.

De SPF van de regeneratie kan jammer genoeg niet berekend worden in deze installatie. Het probleem ligt hem enerzijds in het feit dat de elektriciteitsmeter slechts tot op 1 kWh nauwkeurig meten, en dit niet verbruikt wordt tijdens een moment van regeneratie. Anderzijds is er ook een probleem met het tijdsinterval van de meetwaarden. Er wordt elk half uur de stand van zaken gemeten. Binnen dat half uur kan de regeneratie een half uur opgestaan hebben of slechts 5 minuten. Deze beperkingen zorgen ervoor dat het onmogelijk is om een nauwkeurige berekening van de SPF van de regeneratie te maken.

Er is echter 1 dag waar een hele dag aan regeneratie gedaan is omwille van de vervanging van het buffervat. Een analyse kan gemaakt worden aan de hand van de meters 12 en 13 uit Figuur 5.2.19 (resp. 'Sondes-warmtepomp' en 'Sondes-regeneratie'). Beide warmtemeters geven uitlezing die 1.9% verschilt, wat een aanvaardbare tolerantie is. De bronpomp werkt aan een debiet van 3.03 m³/u.

Omdat de regeling op dit moment uitgeschakeld werd en de regeneratiepompen constant aan stonden, moeten deze resultaten correct geïnterpreteerd worden: enkel wanneer de aanvoertemperatuur naar de bodem (Tin uit Figuur 5.2.21) stijgt, leveren de zonnecollectoren meer warmte dan de bodem kan absorberen. De bodemtemperatuur stijgt dan. Wanneer de aanvoertemperatuur naar de bodem (Tin) daalt, kan de bodem meer warmte absorberen dan de zonnecollectoren kunnen leveren.



Figuur 5.2.21: Resultaat van regeneratie

Tijdens deze dag is er 80 kWh aan warmte in de bodem gepompt. Dit heeft gezorgd voor een stijging van de uitgaande bodemtemperatuur van bijna 3°C (zie figuur 5.2.21). Doordat de bodem opwarmt omwille van regeneratie, zal ook de COP van de warmtepomp stijgen. Hoeveel is moeilijk in te schatten omdat de bodemtemperatuur zonder dat er regeneratie was, uiteraard niet gekend is.

Er is tijdens de periode van regeneratie 2 kWh aan elektrische energie verbruikt, wat maakt dat de SPF van de regeneratie 40 bedraagt. Wanneer enkel de periode van stijgende T_{in} wordt meegerekend (wanneer de zonnecollectoren meer vermogen leveren dan de bodem kan absorberen, van 11u-14u30) is de SPF-regeneratie=61.

IWT-TETRA 110183: Zongekoppelde Warmtepompsystemen ZON-WARM

Eindverslag: Code van Goede Praktijk, selectie- en berekeningstool en EPB

- WP6T1: Opstellen/aanvullen “Code van Goede Praktijk”
- WP6T2: Selectie en berekeningstool
- WP6T3: Verrekening in EPB

Auteurs:

Leen Goovaerts
Dries Van Aken
Jan Verheyen
John Veeken

Redactie:

Maarten Sourbron

© Copyright KU Leuven

Zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van zowel de auteur(s) als de redacteur(s) is overnemen, kopiëren, gebruiken of realiseren van deze uitgave of gedeelten ervan verboden. Voor aanvragen tot of informatie i.v.m. het overnemen en/of gebruik en/of realisatie van gedeelten uit deze publicatie, wend u tot KU Leuven Campus De Nayer, Jan De Nayerlaan 5, B-2860 Sint-Katelijne-Waver, +32 15 31 69 44 of via e-mail iiw.thomasmore.denayer@kuleuven.be. Voorafgaande schriftelijke toestemming van de redacteur(s) is eveneens vereist voor het aanwenden van de in dit rapport beschreven (originele) methoden, producten, schakelingen en programma's voor industrieel of commercieel nut

Inhoudstafel

1	Taakbeschrijving (uit projectaanvraag)	3
1.1	Taak 1 (WP6T1): Opstellen/aanvullen “Code van Goede Praktijk”	3
1.2	Taak 2 (WP6T2): Selectie- en berekeningstool.....	3
1.3	Taak 3 (WP6T3): Verrekening in EPB.....	3
2	Code van Goede Praktijk voor systemen met warmtepomp en zonnecollectoren	5
3	Selectie- en berekeningstool voor gecombineerde warmtepomp-zonnecollector-installaties.....	7
4	Gecombineerde warmtepomp-zonnecollector-installaties in EPB	8
4.1	Standaard warmte-opwekkinginstallaties.....	9
4.1.1	EPB-resultaten	9
4.1.2	Effect van de woningisolatiegraad in EPB en Polysun.....	10
4.2	Invloed warmtevoorziening verwarming door zonnecollectoren.....	10
4.2.1	EPB-resultaten	10
4.2.2	Effect van zonnecollectoren voor SWW en RVW in EPB en Polysun	11
4.3	Invloed van de β -factor	11
4.4	Invloed van het zonnecollector oppervlakte.....	13
4.4.1	EPB-resultaten	13
4.4.2	Effect van het zonnecollectoroppervlak in EPB en Polysun	14
4.5	Invloed ventilatiesysteem	14

1 Taakbeschrijving (uit projectaanvraag)

1.1 Taak 1 (WP6T1): Opstellen/aanvullen “Code van Goede Praktijk”

Type : valorisatie-activiteit

De resultaten van het project vormen een mogelijke basis voor de uitbreiding van de huidige “Code van Goede Praktijk voor de toepassing van warmtepompsystemen in de woningbouw” of voor het opstellen van een “Code van Goede Praktijk voor de koppeling van warmtepompsystemen met zonthermie in de woningbouw”. Mogelijke indeling van deze code:

- principeschema's
- beschrijving en prestatie
- ontwerprichtlijnen
- installatie
- opvolging
- normen en wetgeving
- beslissingsmatrix
- stappenplan

De “Code van Goede Praktijk” wordt stelselmatig opgebouwd door voorstelling ervan tijdens de verschillende gebruikersgroepen. De tussentijdse rapporten vormen hiervoor de leidraad.

Resultaat: Code van Goede Praktijk voor de koppeling van warmtepompsystemen met zonnecollectoren in de woningbouw

1.2 Taak 2 (WP6T2): Selectie- en berekeningstool

Type : valorisatie-activiteit

Samen met de “Code van Goede Praktijk” wordt een selectie- en berekeningstool afgeleverd. De ontwerper, architect,... moet na het invullen van een aantal basisgegevens een installatieconfiguratie bekomen met dimensionering van de verschillende componenten. Deze selectie- en berekeningstool koppelt dan ook de selectietool “systeemconfiguratie” uit WP3T2 met de dimensioneringsrichtlijnen uit WP4T2.

Resultaat: selectie- en berekeningstool koppeling zonthermie/warmtepomp

1.3 Taak 3 (WP6T3): Verrekening in EPB

Type : valorisatie-activiteit

In WP4T1 en WP4T2 wordt een globale energetische evaluatie gemaakt. Hoewel de energieprestatieregelgeving niet als bedoeling had om te worden gebruikt als ontwerptool, toch moet de E-peil berekening de juiste signalen en tendensen geven en de verschillende technologieën en concepten maximaal correct weergeven, binnen de gestelde randvoorwaarden. In deze taak wordt nagegaan hoe de huidige E-peil rekenmethodiek omgaat met de in dit project gehanteerde technologie, en in welke mate, in vergelijking met de ontwikkelde gedetailleerde modellen en de

praktische dimensioneringsmethodiek, de resultaten ermee overeenstemmen. In functie van de resultaten van deze evaluatie worden

- voorstellen geformuleerd tot koppeling van het zonthermisch deel met de warmtepomp
- voorstellen geformuleerd tot aanpassing van vaste parameters en ontstenteniswaarden
- voorstellen geformuleerd tot wijzigingen in de rekenmethodiek
- voorstellen geformuleerd tot toevoegen van specifieke aanvullende methodieken

Resultaat: concrete voorstellen voor aanpassen van de EPB rekenmethodiek

2 Code van Goede Praktijk voor systemen met warmtepomp en zonnecollectoren

Wegens de moeilijke voortgang van het project (verhuis labo en personeelwissels (zie Werkpakket 0) is ervoor gekozen om geen expliciete herwerking van de Code van Goede Praktijk voor warmtepompen¹ te maken.

Anderzijds is uit de simulaties gebleken dat zonwarmtepomp-installaties waarvan enerzijds de warmtepomp gedimensioneerd wordt volgens deze Code en anderzijds het zonneboilergedeelte volgens de richtlijnen van WTCB² tot correct gedimensioneerde installaties leidt.

¹ ANRE; 2005; Code van goede praktijk voor de toepassing van warmtepompsystemen in de woningbouw; Ministerie van de Vlaamse Gemeenschap, afdeling natuurlijke rijkdommen en energie (ANRE); 2005;

² WTCB; 1999; TVN 212 leidraad voor de installatie van zonneboilers; Wetenschappelijk en Technisch Centrum voor het Bouwbedrijf; 2e uitgave; Brussel; juni 1999;

De volgende uitgangspunten worden gehanteerd bij het ontwerp van een zonwarmtepomp:

WIE EERST?

Zonnecollectoren genieten voorkeur bij de productie van warmte boven de warmtepomp. De SPF van zonnecollectoren (richtwaarde 50, maar waarden van 160 zijn ook opgemeten) is immers hoger dan die van de warmtepomp (richtwaarde 3 tot 5)

BASISPRINCIPE DIMENSIONERING

De *warmtepomp* wordt gedimensioneerd zonder rekening te houden met de zonnecollectoren. Bij afwezigheid van zonwarmte moet de installatie blijven draaien.

De *zonnecollectoren* worden gedimensioneerd zonder rekening te houden met ruimteverwarming: de redenering is dat de lage temperatuurwarmte in de winter, die niet bruikbaar is voor SWW, wel kan gebruikt worden voor RV.

WARMTEPOMP

De warmtepomp wordt gedimensioneerd volgens de *Code van Goede Praktijk*¹ :

- Warmteverlies volgens EN12831
- Opslag SWW = 1.2 x (max. dagvolume +40l) opwarmen op een gekozen tijd (bv. 4u)
- $\dot{Q}_{Warmtepomp} = \max(\dot{Q}_{RV}, \dot{Q}_{SWW})$

ZONNECOLLECTOREN

De zonnecollectoren + opslagvolume wordt gedimensioneerd volgens de *TV212 van WTCB*²

- Dagelijks warm waterverbruik bepalen (Bijlage 2 van TV212, IEA Task44, Code van Goede Praktijk voor warmtepompen: (Code) 50l/persoon.dag@40°C; (VDI2067) hoge eisen : 70-140 l/persoon.dag@40°C, gemiddelde eisen : 35-70 l/persoon.dag@40°C, lage eisen : 20-35 l/persoon.dag@40°C. De Code rekent nog een marge voor piekverbruik en voor het niet volledig benutten van het buffervolume.
- 50 liter SWW-buffervolume per m² zonnecollector

AANDACHTSPUNTEN

Een keuze tussen systeemconcepten wordt niet gemaakt. Wel moet er met de volgende aandachtspunten rekening gehouden worden:

- *Opslag van warmte* leidt tot extra warmteverlies (opgemeten warmteverlieswaarden van 7% tot 40% van de totale warmteproductie)
- Een extra circulatiepomp leidt tot *direct extra elektriciteitsverbruik* met negatieve impact op het eindenergieverbruik
- *Regeneratie van de bodem* kan een positief effect hebben op de prestatie van de warmtepomp, maar kan ook een negatief effect hebben door het extra circulatiepompverbruik. Voorzichtig ontwerp, installatie en inregeling is noodzakelijk
- De *hydraulische aansluiting en regeling van het buffervat* is cruciaal voor een hoge SPF. Temperatuurslagen mogen niet vermengd worden

3 Selectie- en berekeningstool voor gecombineerde warmtepomp-zonnecollector-installaties

Een specifieke ontwerptool naast de bestaande is volgens de conclusies van dit project niet nodig.

Een zonwarmtepomp is complexer dan een aparte warmtepomp en zonneboiler, wat een grote aandacht voor ontwerp en vooral regeling van de installatie noodzakelijk maakt.

4 Gecombineerde warmtepomp-zonnecollector-installaties in EPB

Voor de simulaties die werden uitgevoerd voor het ZonWarm-project, werden de drie woningen gebruikt die ook in de simulatie-oefening toegepast werden: SFH015, SFH045 en SFH100. Deze woningen hebben dezelfde binnenafmetingen, maar de dikte van de isolatie verschilt (zie Werkpakket 4). Deze drie woningen werden ingevoerd in de EPB-software 3G (versie: EPB 5.0.5.). Hierbij werden ook twee verschillende warmtepompen vergeleken, namelijk een bodem/water warmtepomp en een lucht/water warmtepomp. Bij het invoeren van de woningen en installaties in EPB zijn volgende extra instellingen gebruikt:

- De zonnecollectoren leveren enkel warmte aan het buffervat voor sanitair warm water.
- Geen buffervat voor verwarming.
- Woning SFH15 en 45 wordt vloerverwarming gebruikt en bij woning SFH100 worden radiatoren gebruikt.
- De warmtepomp heeft geen elektrische weerstand in woning SFH15, wel in SFH45 en 100.
- Lekdebiet bij 50 Pa per eenheid oppervlakte = $0.12 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$.
- Bodem/water warmtepomp: COP = 4,5 (B/W 0/35-30).
- Lucht/water warmtepomp: COP = 3,7 (A/W 2/35-30).
- β -factor = 1 (geen backup)
- Berekeningsmethode Bouwknopen: Methode B, geen bouwknopen ingevuld.
- Vrijstaande nieuwbouw.
- Ventilatiesysteem: A – natuurlijke toevoer, vrije afvoer.
- Hygiënische ventilatie: fictief ingesteld met minimum toevoer, doorstroming en afvoer.
- Inertie: type constructie = half zwaar
- Tappunten: een douche, een bad en twee aanrechten (geen warmtewinning)

Deze EPB-basisinstallatie komt overeen met de zonwarmtepomp SYS2 uit de simulatie-oefening (Werkpakket 4).

Als optie worden de zonnecollectoren ook voor verwarming ingezet, zodat die EPB-installatie overeenkomst vertoont met de zonwarmtepomp SYS1.

Dit is geen analyse om een procedure voor gelijkwaardigheid te bekomen, daarvoor is de vergelijkingsbasis te eng. Ze stelt daarentegen wel **de relatieve verschillen vast van parametervariaties in EPB en Polysun.**

4.1 Standaard warmte-opwekkinginstallaties

4.1.1 EPB-resultaten

In

Tabel 1 worden enkele EPB-resultaten weergegeven voor de verschillende standaard woningen met de verschillende warmtepompen. Hieronder wordt de invloed van enkele parameters en componenten in de installaties weergegeven in de EPB-software. Hierbij behaalt de bodem/water warmtepomp steeds een net iets lager E-peil.

Tabel 1: Resultaten uit EPB voor de verschillende standaard woningen en installaties

Woning	Warmtepomp	K-waarde	E-peil	$Q_{\text{heat,net,a}}/A_f$ [kWh/m ²]	$Q_{\text{heat,net,a}}$ [MJ]	$Q_{\text{water,net,a}}$ [MJ]	$Q_{\text{heat,final,a}}$ [MJ]	$Q_{\text{water,final,a}}$ [MJ]
SFH15	Bodem/water WP	25	32	45,0	28120,8	4235,3	7173,1	2700,7
SFH15	Lucht/water WP	25	34	45,0	28120,8	4235,3	8088,8	2700,7
SFH45	Bodem/water WP	37	43	62,4	37663,6	4235,3	12341,7	2866,4
SFH45	Lucht/water WP	37	46	62,4	37663,6	4235,3	13468,6	2866,4
SFH100	Bodem/water WP	89	90	150,5	86059,5	4235,3	31568,8	2866,4
SFH100	Lucht/water WP	89	100	150,5	86059,5	4235,3	35412,1	2866,4

Met :

$Q_{\text{heat,net,a}}$ = Netto energiebehoefte voor ruimteverwarming [MJ]

$Q_{\text{water,net,a}}$ = Netto energiebehoefte voor sanitair warm water [MJ]

$Q_{\text{heat,final,a}}$ = Eindenergie-verbruik voor ruimteverwarming [MJ]

$Q_{\text{water,final,a}}$ = Eindenergie-verbruik voor sanitair warm water [MJ]

$Q_{\text{heat,net,a}}/A_f$ = Netto energiebehoefte voor verwarming per m² vloeroppervlakte [kWh/m²]

$P_{\text{kar,prim,a}}$: Karakteristiek jaarlijks primair energieverbruik [MJ]

$P_{\text{prim,hulp,a}}$: Primair energieverbruik hulpenergie [MJ]

$P_{\text{prim,vent,a}}$: Primair energieverbruik ventilatoren (hulpenergie) [kWh]

$Q_{\text{vent,loss}}$: Ventilatieverliezen [MJ]

$P_{\text{prim,heat,a}}$: Primair energieverbruik verwarming [MJ]

A_f = Totaal vloeroppervlakte [m²]

4.1.2 Effect van de woningisolatiegraad in EPB en Polysun

Een absolute vergelijking tussen EPB en Polysun is moeilijk te maken omdat de gelijkwaardigheid tussen EPB en Polysun onvoldoende is uitgewerkt en bewezen. Een relatieve vergelijking daarentegen, geeft wel een zicht op het effect van parameter variaties op de systeemprestaties.

Tabel 2 toont de prestatie van de zonwarmtepompen in de drie verschillende woningen. Waar bij EPB de verschillen relatief beperkt zijn, liggen de resultaten bij Polysun veel verder uit elkaar.

Tabel 2: Effect van de woningisolatiegraad in EPB en Polysun

Woning	WP	EPB	Polysun
SFH15	Bodem/water WP	--	--
SFH15	Lucht/water WP	--	
SFH45	Bodem/water WP	+54%	+117%
SFH45	Lucht/water WP	+51%	
SFH100	Bodem/water WP	+249%	+577%
SFH100	Lucht/water WP	+255%	

Zonder een oordeel te vellen over de juistheid van EPB dan wel Polysun, toont dit aan dat de resultaten van simulaties voorzichtig moeten geïnterpreteerd worden.

4.2 Invloed warmtevoorziening verwarming door zonnecollectoren

4.2.1 EPB-resultaten

In de standaard installaties leveren de zonnecollectoren geen warmte aan de verwarming en is de verwarming rechtstreeks aangesloten aan de warmtepomp.

Tabel 3: Invloed van warmtevoorziening door de zonnecollectoren voor ruimteverwarming.

Woning	WP	Standaard-installaties met verwarmingsvoorziening door zonnecollectoren			Standaard-installaties zonder verwarmingsvoorziening door zonnecollectoren		
		E-peil	$Q_{\text{heat,final,a}}$	$Q_{\text{water,final,a}}$	E-peil	$Q_{\text{heat,final,a}}$	$Q_{\text{water,final,a}}$
SFH15	Bodem/water WP	33	6933	3111	32	7173	2701
SFH15	Lucht/water WP	35	7818	3111	34	8089	2701
SFH45	Bodem/water WP	44	12039,3	3504,8	43	12341,7	2866,4
SFH45	Lucht/water WP	47	12129,8	3504,8	46	13468,6	2866,4
SFH100	Bodem/water WP	92	31024,6	4107,2	90	31568,8	2866,4
SFH100	Lucht/water WP	102	34784,8	4107,2	100	35412,1	2866,4

Tabel 3 wordt vergelijking gemaakt tussen installaties waarbij de zonnecollectoren warmte leveren aan de verwarming en de standaard installaties. Hiervoor werd ook een buffervat toegevoegd en een extra circulatiepomp, die tussen het buffervat en de verwarming is geplaatst. In de resultaten van EPB stijgt het E-peil van de installatie. Het eindenergie-verbruik voor ruimteverwarming daalt omdat de warmtepomp niet alleen instaat voor de warmtevraag. Het eindenergie-verbruik voor sanitair warm water daartegen stijgt, aangezien niet meer al de warmte afkomstig van de zon wordt gebruikt voor sanitair warm water. De warmtepomp moet hierdoor meer warmte opwekken voor sanitair warm water. Hierdoor is de totale eindenergie-verbruik groter dan bij de standaard installatie. De extra circulatiepomp resulteert ook in een hoger elektrisch verbruik voor de installatie.

4.2.2 Effect van zonnecollectoren voor SWW en RVW in EPB en Polysun

Tussen EPB en Polysun kan een vergelijking gemaakt worden op dit vlak, maar wel met een belangrijke kanttekening. In EPB wordt een extra buffervat en circulatiepomp toegevoegd, terwijl in Polysun SYS1 (zie Werkpakket 4) een combivat is, waarin zowel opslag voor RVW als voor SWW wordt gedaan. Niettemin geeft de vergelijking relevante informatie.

In Polysun is een gelijkaardig effect waarneembaar als bij EPB: de zonwarmtepomp SYS1 (zonnecollectoren voor SWW en RVW) verbruikt meer energie dan de zonwarmtepomp SYS2. Het verschil is nog meer uitgesproken dan bij EPB.

Tabel 4: Effect van zonnecollectoren voor RVW in EPB en Polysun

		Verschil zonnecollectoren voor RVW en SWW t.o.v. enkel voor SWW	
Woning	WP	EPB	Polysun
SFH15	Bodem/water WP	+2%	+22%
SFH15	Lucht/water WP	+1%	
SFH45	Bodem/water WP	+2%	+10%
SFH45	Lucht/water WP	+2%	
SFH100	Bodem/water WP	+2%	+8%
SFH100	Lucht/water WP	+2%	

In Polysun ligt dit verschil aan (voor de SFH045-woning, verschil tussen SYS-COMBI en SYS-REF):

- Het gestegen hulpverbruik van pompen: +42%
- Het gestegen verbruik van de warmtepomp: +7%
- Het gestegen warmteverlies van het buffervat: +146%

4.3 Invloed van de β -factor

De invloed van de verhouding van het vermogen van de warmtepomp t.o.v. het totaal vermogen van de warmtepomp met elektrische weerstand wordt gegeven door de β -factor. In de standaard installatie wordt voor woning SFH15 geen elektrische weerstand gebruikt. De standaard installatie heeft hierdoor een β -factor van 1,0 met een totaal vermogen van 3.399 kW. Voor beide warmtepompen geeft het gebruik van een elektrische weerstand veel slechtere resultaten in EPB. Voor de woning SFH15 wordt volgens EPB best geen gebruik gemaakt van een elektrische weerstand.

Tabel 5: Invloed van de verhouding van het vermogen van de warmtepomp t.o.v. het totaal vermogen van de warmtepomp met elektrische weerstand (β -factor) voor woning SFH15.

SFH15		Bodem/water Warmtepomp			Lucht/water warmtepomp		
β -factor	Vermogen WP/BU [kW]	E-peil	$Q_{\text{heat,final,a}}$	$Q_{\text{water,final,a}}$	E-peil	$Q_{\text{heat,final,a}}$	$Q_{\text{water,final,a}}$
0,5	1,699 / 1,699	40	9930,8	2878,2	41	10278,6	2878,2
0,6	2,039 / 1,360	39	9771,8	2878,2	41	10278,6	2878,2
0,71	2,413 / 0,986	39	9497,1	2866,4	40	10132,1	2866,4
0,8	2,719 / 0,680	38	9420,1	2866,4	40	10132,1	2866,4
1,0	3,399 / 0	32	7179,1	2700,7	34	8088,8	2700,7

Ook voor de woning SFH45 wordt de invloed van de β -factor weergegeven in Tabel 6. In de standaard installatie van woning SFH45 wordt een β -factor van 0,71 gebruikt met een totaal vermogen van 4,780 kW. Volgens de resultaten van EPB kan voor beide warmtepompen het E-peil nog sterk dalen indien de β -factor wordt verhoogd. Het beste resultaat wordt bekomen indien geen elektrische weerstand wordt gebruikt, maar een β -factor van 0,8 geeft al een grote verbetering van het E-peil.

Tabel 6: Invloed van de verhouding van het vermogen van de warmtepomp t.o.v. het totaalvermogen van de warmtepomp met elektrische weerstand (β -factor) voor woning SFH45.

SFH45		Bodem/water Warmtepomp			Lucht/water warmtepomp		
β -factor	Vermogen WP/BU [kW]	E-peil	$Q_{\text{heat,final,a}}$	$Q_{\text{water,final,a}}$	E-peil	$Q_{\text{heat,final,a}}$	$Q_{\text{water,final,a}}$
0,5	2,390 / 2,390	44	12818,1	2878,2	46	13468,6	2866,4
0,6	2,868 / 1,912	43	12469,9	2866,4	46	13468,6	2866,4
0,71	3,399 / 1,382	43	12341,7	2866,4	46	13468,6	2866,4
0,8	3,824 / 0,956	36	9536,5	2700,7	39	10833,7	2700,7
1,0	4,780 / 0	35	9411,0	2700,7	38	10833,7	2700,7

Tabel 7: Invloed van de verhouding van het vermogen van de warmtepomp t.o.v. het totaal vermogen van de warmtepomp met elektrische weerstand (β -factor) voor woning SFH100.

SFH100		Bodem/water Warmtepomp			Lucht/water warmtepomp		
β -factor	Vermogen WP/BU [kW]	E-peil	$Q_{\text{heat,final,a}}$	$Q_{\text{water,final,a}}$	E-peil	$Q_{\text{heat,final,a}}$	$Q_{\text{water,final,a}}$
0,5	4,434 / 4,434	92	32200,0	2878,2	101	35774,1	2878,2
0,6	5,321 / 3,547	90	31568,8	2866,4	100	35412,1	3866,4
0,71	6,296 / 2,572	90	31400,3	2866,4	100	35412,1	2866,4
0,8	7,094 / 1,774	89	31288,3	2866,4	100	35412,1	2866,4
1,0	8,868 / 0	74	25739,9	2700,7	86	30380,5	2700,7

Voor de woning SFH100 heeft de standaard installatie een β -factor van 0,6 met een totaal vermogen van 8,868 kW. In

Tabel 7 wordt de invloed weergegeven van de β -factor voor deze woning. Voor beide warmtepompen wordt pas een duidelijke verbetering waargenomen van de resultaten, indien de

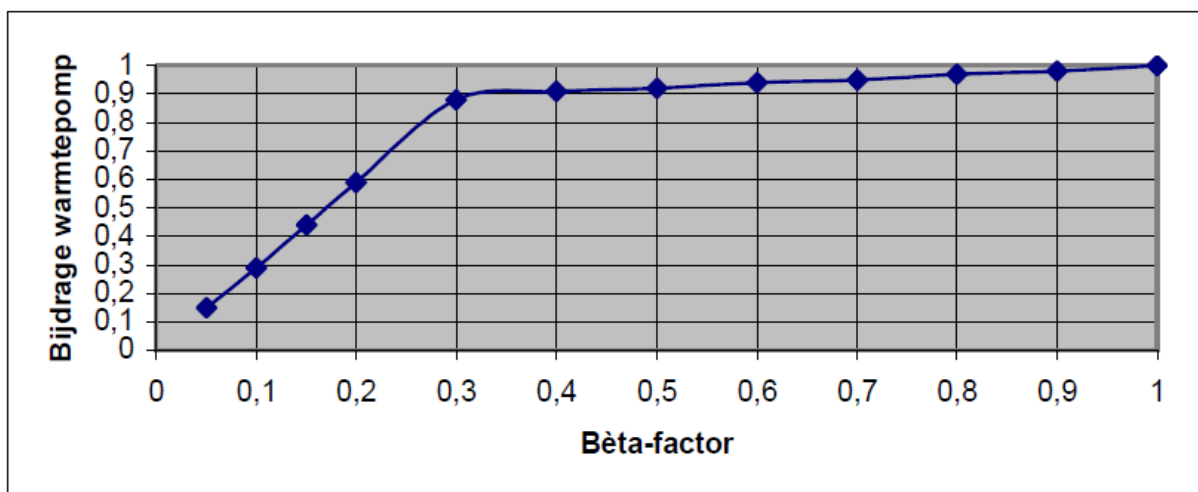
warmtepomp geen elektrische weerstand heeft. Indien gebruik gemaakt wordt van een elektrische weerstand daalt het E-peil slechts weinig bij het verhogen van de β -factor.

Voor de beta-factor werd geen analyse in Polysun gemaakt. In EPB geeft de β -factor een stijging van het eind-energieverbruik:

- SFH015 ($\beta=0.5$ t.o.v. $=1$): +30%
- SFH045 ($\beta=0.5$ t.o.v. $=1$): +30%
- SFH100 ($\beta=0.5$ t.o.v. $=1$): +23%

Deze resultaten verschillen niet heel veel van wat de Code van Goede Praktijk voor warmtepompen³ aangeeft als effect van de back-up. Het rekenblad geeft voor een voorbeeldwoning met een warmteverlies van 6kW (vergelijkbare woning met SFH045) een elektrisch verbruik van

- 2351kWh (100% WP-vermogen; 100% WP-verbruik; SPF-WP=4.7)
- 2956kWh (60% WP-vermogen; 93% WP-verbruik; SPF-WP=4.7) of een stijging van 26%



Figuur 1: Bijdrage van de warmtepomp in functie van het backup-vermogen (uit Code van Goede Praktijk)

4.4 Invloed van het zonnecollector oppervlakte

4.4.1 EPB-resultaten

In de standaard installatie hebben de zonnecollectoren een oppervlakte van 5,2 m². In de onderstaande vergelijking worden installaties gebruikt waarbij de zonnecollectoren warmte leveren aan zowel de verwarming als sanitair warm water. Hierbij wordt ook een buffervat gebruikt voor de verwarming, hierdoor werd ook een extra circulatiepomp toegevoegd tussen het buffervat en de verwarming. In Tabel 8 worden de resultaten vergeleken indien het oppervlakte van de zonnecollectoren wordt gehalveerd en verdubbeld. Hoe groter het collectoroppervlakte, hoe lager het E-peil. Het verschil in E-peil is echter wel klein.

³ ANRE; 2005; Code van goede praktijk voor de toepassing van warmtepompsystemen in de woningbouw; Ministerie van de Vlaamse Gemeenschap, afdeling natuurlijke rijkdommen en energie (ANRE); 2005;

Tabel 8: Invloed van het oppervlakte van de zonnecollectoren op de EPB-resultaten bij warmtevoorziening voor sanitair warm water en verwarming.

Woning	Oppervlakte zonnecollectoren [m ²]	Bodem/water Warmtepomp			Lucht/water warmtepomp		
		E-peil	Q _{heat,final,a}	Q _{water,final,a}	E-peil	Q _{heat,final,a}	Q _{water,final,a}
SFH15	2,6	34	7009,1	3695,7	36	7903,8	3695,7
SFH15	5,2	33	6932,6	3110,4	35	7817,6	3110,4
SFH15	10,4	31	6801,0	2788,4	34	7669,2	2788,4
SFH45	2,6	46	12138,1	4149,9	49	13239,4	4149,9
SFH45	5,2	44	12039,3	3504,8	47	13129,8	3504,8
SFH45	10,4	43	11859,8	3047,3	45	12928,9	3047,3
SFH100	2,6	94	31198,2	4558,0	103	34985,0	4558,0
SFH100	5,2	92	31024,6	4107,2	102	34784,8	4107,2
SFH100	10,4	90	30704,3	3729,7	100	34415,6	3729,7

4.4.2 Effect van het zonnecollectoroppervlak in EPB en Polysun

Polysun geeft gelijkaardige resultaten als EPB voor het variëren van de collectoroppervlakte. Dit geeft aan dat EPB deze parameter op een correcte manier inrekent.

Woning	Oppervlakte zonnecollectoren [m ²]	Bodem/water Warmtepomp	
		EPB	Polysun
		Verskil in eind-energieverbruik t.o.v. 5,2m ²	Verskil in eind-energieverbruik t.o.v. 5,2m ²
SFH15	2,6	+7%	+13%
SFH15	5,2	--	--
SFH15	10,4	-5%	-13%
SFH45	2,6	+5%	7%
SFH45	5,2	--	--
SFH45	10,4	-4%	-7%
SFH100	2,6	+2%	2%
SFH100	5,2	--	--
SFH100	10,4	-2%	-2%

Belangrijk bij dit resultaat is dat het effect van de oppervlakte van de zonnecollectoren sterk afneemt voor de slecht geïsoleerde woning SFH100.

4.5 Invloed ventilatiesysteem

In voorgaande resultaten werd gebruik gemaakt van ventilatiesysteem A (natuurlijke toevoer en vrije afvoer). Tabel 9 en Tabel 10 geven de invloed weer van het ventilatiesysteem voor respectievelijk woning SFH15 en SFH45 met beide warmtepompen.

Voor de woning SFH15 verandert het E-peil niet. Het karakteristiek jaarlijks primair energieverbruik van de woning verandert wel, maar te weinig om het E-peil te veranderen. Door een mechanische

aan- en afvoer heeft de woning minder ventilatieverliezen, hierdoor moet de warmtepomp minder warmte opwekken (daling $P_{\text{prim,heat,a}}$). De mechanische ventilatie verhoogt het primair energieverbruik hulpenergie. De energie die bespaard wordt op het verbruik van de warmtepomp, wordt verbruikt voor de mechanische ventilatie. Hierdoor ondervindt het karakteristiek jaarlijks primair energieverbruik maar een kleine verandering. Voor de bodem/water warmtepomp stijgt dit energieverbruik en voor de lucht/water warmtepomp daalt dit energieverbruik. Voor de lucht/water warmtepomp kan meer energie bespaard worden, omdat minder warmte moet worden opgewekt, dan voor de bodem/water warmtepomp.

Tabel 9: Invloed van het ventilatiesysteem voor woning SFH15.

SFH15	Bodem/water warmtepomp		Lucht/water warmtepomp	
	Ventilatie-systeem A	Ventilatie-systeem D	Ventilatie-systeem A	Ventilatie-systeem D
K-peil	25	25	25	25
E-peil	32	32	34	34
$Q_{\text{heat,final,a}}$ [MJ]	7173,1	5406,2	8088,8	6096,4
$Q_{\text{water,final,a}}$ [MJ]	2700,7	2700,7	2700,7	2700,7
$P_{\text{kar,prim,a}}$ [MJ]	31898,7	32087,2	34187,9	33812,6
$P_{\text{prim,hulp,a}}$ [MJ]	2453,5	7059,2	2453,5	7059,2
$P_{\text{prim,vent,a}}$ [kWh]	0,0	511,7	0,0	511,7
$Q_{\text{vent,loss}}$ [MJ]	20894,3	13125,8	20894,3	13125,8
$P_{\text{prim,heat,a}}$ [MJ]	17932,7	13515,6	20221,9	15240,9

Door het aanpassen van het ventilatiesysteem verandert het E-peil wel voor de installaties van de woning SFH45. Het E-peil stijgt wanneer mechanische ventilatie wordt toegepast. Voor deze woning veranderen de ventilatieverliezen niet, waardoor het verbruik van de warmtepomp ook niet wijzigt. De mechanische ventilatie verbruikt echter wel energie, waardoor het karakteristiek jaarlijks primair energieverbruik stijgt. Dit resulteert in een stijging van het E-peil. Aangezien de mechanische ventilatie evenveel verbruik voor de bodem/water warmtepomp en de lucht/water warmtepomp, stijgt het E-peil met dezelfde waarde.

Tabel 10: Invloed van het ventilatiesysteem voor woning SFH45.

SFH45	Bodem/water warmtepomp		Lucht/water warmtepomp	
	Ventilatie-systeem A	Ventilatie-systeem D	Ventilatie-systeem A	Ventilatie-systeem D
K-peil	37	37	37	37
E-peil	43	48	46	51
$Q_{\text{heat,final,a}}$ [MJ]	12341,7	12341,7	13468,6	13468,6
$Q_{\text{water,final,a}}$ [MJ]	2866,4	2866,4	2866,4	2866,4
$P_{\text{kar,prim,a}}$ [MJ]	42974,5	47580,1	45791,6	50397,3
$P_{\text{prim,hulp,a}}$ [MJ]	3154,5	7760,2	3154,5	7760,2
$P_{\text{prim,vent,a}}$ [kWh]	0,0	511,7	0,0	511,7
$Q_{\text{vent,loss}}$ [MJ]	20890,0	20890,0	20890,0	20890,0
$P_{\text{prim,heat,a}}$ [MJ]	30854,3	30854,3	33671,5	33671,5

IWT-TETRA 110183: Zongekoppelde Warmtepompsystemen ZON-WARM

Eindverslag: Verspreiding naar de ruimere doelgroep

- WP7T1: Website
- WP7T2: Publiceren van (wetenschappelijke) artikels
- WP7T3: Studiedagen/workshops

Auteurs:

Leen Goovaerts
Dries Van Aken
Jan Verheyen
John Veeken

Redactie:

Maarten Sourbron

© Copyright KU Leuven

Zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van zowel de auteur(s) als de redacteur(s) is overnemen, kopiëren, gebruiken of realiseren van deze uitgave of gedeelten ervan verboden. Voor aanvragen tot of informatie i.v.m. het overnemen en/of gebruik en/of realisatie van gedeelten uit deze publicatie, wend u tot KU Leuven Campus De Nayer, Jan De Nayerlaan 5, B-2860 Sint-Katelijne-Waver, +32 15 31 69 44 of via e-mail iiw.thomasmore.denayer@kuleuven.be. Voorafgaande schriftelijke toestemming van de redacteur(s) is eveneens vereist voor het aanwenden van de in dit rapport beschreven (originele) methoden, producten, schakelingen en programma's voor industrieel of commercieel nut

Inhoudstafel

1	Taakbeschrijving (uit projectaanvraag)	3
1.1	Taak 1 (WP7T1): Website	3
1.2	Taak 2 (WP7T2): Publiceren van (wetenschappelijke) artikels	3
1.3	Taak 3 (WP7T3): Studiedagen/workshops	3
2	Website ZonWarm.....	5
2.1	Wetenschappelijke en technische artikels over gecombineerde warmtepomp-zonnecollector-installaties	5
2.2	Presentaties op nationale congressen	5
2.3	Artikels in nationale tijdschriften	6
2.4	Artikels in proceedings van internationale congressen	6
2.5	Posters op internationale congressen.....	6
3	Studiedagen en workshops over gecombineerde warmtepomp-zonnecollector-installaties	7
3.1	Symposium: Combined solar thermal and heat pump systems for residential applications, 8 april 2013.....	7
3.2	Mede-organisator van het Warmtepomp Symposium, Warmtepompplatform, ODE-Vlaanderen, 11/09/2013 en 10/09/2014	7
4	Bijlagen	8

1 Taakbeschrijving (uit projectaanvraag)

1.1 Taak 1 (WP7T1): Website

Type : valorisatie-activiteit

Er zal een website over het project aangemaakt worden. Deze website zal een overzicht geven van het project, van de gerealiseerde taken, van de projectuitvoerders en de deelnemende bedrijven,... Lessius Mechelen Campus De Nayer beschikt momenteel over een eigen website waarmee de projecten kunnen beheerd worden en de resultaten zowel afgeschermd kunnen worden (zodat ze enkel toegankelijk zijn voor de gebruikersgroep tijdens de uitvoering van het project) als publiek kunnen verspreid worden.

Resultaat: website ZON-WARM

1.2 Taak 2 (WP7T2): Publiceren van (wetenschappelijke) artikels

Type : valorisatie-activiteit

Een beschrijving van de belangrijkste projectresultaten (bv. selectie- en berekeningstool, “Code van Goede Praktijk”, een vergelijking van de verschillende concepten) zal aan het einde van het project gepubliceerd worden in technische tijdschriften die gericht zijn op de bedrijven uit de brede doelgroep, m.n. architecten en studiebureaus, producenten, verdelers en installateurs, putboorders,... (bv. De onderneming, Technisch Management, Verwarming en Ventilatie, Ingenieursblad, Cool & Comfort, ...). Deze publicaties zullen ook een uitnodiging bevatten voor de studiedagen die tijdens het project zullen georganiseerd worden. Een beschrijving van de simulaties en een analyse van de eerste simulatieresultaten zullen in de loop van het project neergeschreven worden in een artikel voor publicatie in de proceedings van een internationaal wetenschappelijk congres. Een analyse van alle simulatieresultaten zal na afloop van het project neergeschreven worden in een artikel voor publicatie in een internationaal wetenschappelijk tijdschrift.

Resultaat: (wetenschappelijke) artikels koppeling zonthermie/warmtepomp

1.3 Taak 3 (WP7T3): Studiedagen/workshops

Type : valorisatie-activiteit

Twee studiedagen zullen in de loop van het project georganiseerd worden:

- technologievoorstelling en projectvoorstelling (na jaargang 1)
- voorstelling van case studies en de projectresultaten (na jaargang 2)

De workshops worden zo opgevat dat ze specifieke deelaspecten, gericht op een deel van het doelpubliek, meer toelichten. Workshops mogelijk over:

- selectietool “systeemconfiguraties”
- selectie- en berekeningstool koppeling zonneboiler/warmtepomp
- Code van Goede Praktijk voor de koppeling van warmtepompsystemen met zonthermie in de woningbouw

- meetcampagne systeemrendement
- reële systemen (eventueel te organiseren in de case studies)
- verrekening EPB

Deze workshops kunnen plaatsvinden tijdens studiedagen, maar worden zo uitgewerkt dat ze op zich kunnen bestaan en kunnen 'geëxporteerd' naar vakopleidingen, hogeschool- of universiteitsopleidingen, beurzen

Resultaat: studiedagen en workshops koppeling zonthermie/warmtepomp

2 Website ZonWarm

De website <http://zon-warm.lessius.eu/> werd opgebouwd om algemene projectinformatie naar het brede publiek te verspreiden en om de leden van de gebruikersgroep te informeren over de stand van zaken en de vergaderingen van het project. Deze site blijft nog 6 maanden na het project actief. De rapporten worden nadien naar de (nog te bouwen) website van de vakgroep Thermotechniek overgebracht.

De website bevat een publiek deel en een afgeschermd deel waarin de data voor de leden, verslagen van de vergaderingen, ... worden verzameld (zie Figuur 1).



Figuur 1: Screenshot van de projectwebsite: zon-warm.lessius.eu

2.1 Wetenschappelijke en technische artikels over gecombineerde warmtepomp-zonnecollector-installaties

De resultaten van het project werden naar het grote publiek verspreid door middel van een reeks artikelen in verschillende tijdschriften. In de bijlage bij dit werkpakket zijn de presentaties en artikels opgenomen.

2.2 Presentaties op nationale congressen

- Jan Verheyen (presentatie), Maarten Sourbron (2013), Solar Thermal and Heat Pump Systems & Domestic Hot Water production, 6de Warmtepompsymposium 11/09/2013, Technologicampus De Nayer, Sint-Katelijne-Waver, Belgium
- John Veeken, Leen Goovaerts, Dries Van Aken, Jan Verheyen, Maarten Sourbron (presentatie) (2014), IWT-TETRA ZonWarm: Gecombineerde zonthermie en warmtepompen in residentiële

toepassingen, 7de Warmtepomp Symposium, 10 September 2014, Technologicampus De Nayer, Sint-Katelijne-Waver, Belgium

2.3 Artikels in nationale tijdschriften

Er zijn tijdens dit project 5 artikels gepubliceerd in nationale vakbladen of tijdschriften, waarvan 3 (Power Pro, Sanilec en de Onderneming) waarin specifieke resultaten van het project zijn opgenomen.

- Benjamin Verfaillie, Maarten Sourbron (2013), Hoeveel energie bespaar je met een warmtepomp, <http://www.livios.be/nl/techniek/hernieuwbare-energie/warmtepompen/hoeveel-energie-bespaar-je-met-een-warmtepomp/>, 7 mei 2013
- Maarten Sourbron (2013), Energiezuinig: warmtepomp (tekst van Leen De Moor), Gazet Van Antwerpen, 25-26 oktober 2013
- Leen Goovaerts, Dries Van Aken, John Veeken, Jan Verheyen, Maarten Sourbron (2014), Thermische zonnecollectoren en warmtepompen werken samen?, Power Pro Magazine september 2014
- Leen Goovaerts, Dries Van Aken, John Veeken, Jan Verheyen, Maarten Sourbron (2014), Betere prestaties door combinatie warmtepomp-zonneboiler, Sanilec nr. 164 November 2014, p. 24-27
- John Veeken, Maarten Sourbron (2014), Prestaties van een combinatie thermische zonnecollectoren en een warmtepomp: Impact van regelstrategie en hydraulische aansluiting van doorslaggevend belang, De Onderneming, November 2014
- Technologieverkenning rond zongekoppelde warmtepompsystemen voor VolTa (dubbelartikel, mei 2015)

2.4 Artikels in proceedings van internationale congressen

- J. Veeken*, J. Verheyen, M. Sourbron (2014), Impact of storage tank control and hydraulic configuration on solar heat pump performance, 9th International Conference on System Simulation in Buildings (SSB2014), December 10-12, 2014, Liège, Belgium
- (aanvaard voor publicatie) Maarten Sourbron, Nezhin Ozalp, Determination of heat transfer characteristics of solar thermal collectors as heat source for a residential heat pump, Proceedings of the ASME 2015 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, IMECE2015, November 13-19, 2015, Houston-TX

2.5 Posters op internationale congressen

- Verheyen, J., Sourbron, M. (2014). Influence of domestic hot water demand profiles on energy performance of combined solar thermal and heat pump systems (accepted). World Sustainable Energy Days 2014, Innovative Building Technologies Conference (WSED next). Wels, Austria, 26-28 February 2014.

3 Studiedagen en workshops over gecombineerde warmtepomp-zonnecollector-installaties

3.1 Symposium: Combined solar thermal and heat pump systems for residential applications, 8 april 2013

In het kader van het IEA-SHC task 44 / HPP annex 38-project 'Solar and Heat Pump systems' (<http://task44.iea-shc.org/>)

Programma:

- 13h20: Welcome | Jan Ivens, KU Leuven-Thomas More Mechelen
- 13h30: Solar and heat pumps systems - Task 44 presentation | Jean-Christophe Hadorn, Base Consultants
- 14h00: Belgian Heat Pump Market | Jan Lhoëst, Warmtepomp Platform
- 14h15: Solar thermal energy in Belgium: more than only sanitary hot water | Wim Persoons, ATTB-Belsolar
- 14h30: Lab test results of an actively controlled heat pump for integration of renewable electricity |
Dirk Vanhoudt, VITO
- 15h00: Hydraulic integration of heat pumps with combistores | Michel Haller, Institut für Solartechnik
- 16h00: A comparative analysis of market-available solar thermal heat pump systems | Jörn Ruschenburg, Fraunhofer-ISE
- 16h30: Effects of charging configuration of a hot water storage tank on stratification and storage capacity | Brecht Baeten, Khlim
- 17h00: Workshop | Team Zon-Warm, Thomas More Mechelen

3.2 Mede-organisator van het Warmtepomp Symposium, Warmtepompplatform, ODE-Vlaanderen, 11/09/2013 en 10/09/2014

Gelet op de krappe timing voor de uitvoering van de projecttaken na de projectverlenging (heropbouw labo en personeelsverloop, zie 'Eindverslag: projectoverzicht'), is er voor gekozen om zelf geen eigen symposium te organiseren, maar de resultaten te verspreiden via het jaarlijkse Warmtepompsymposium van het Warmtepompplatform van ODE-Vlaanderen. Ook zonder deze timing-problemen creëert deze aansluiting de mogelijkheid om volop op de inhoud te focussen, terwijl het beoogde publiek zeker aanwezig is.

- 6^{de} Warmtepomp Symposium, 11 september 2013
- 7^{de} Warmtepomp Symposium, 10 september 2014

4 Bijlagen

Prestaties van een combinatie thermische zonnecollectoren en een warmtepomp

Impact van regelstrategie en hydraulische aansluiting van doorslaggevend belang

Door J. Veecken, J. Verheyen en M. Sourbron

Dit artikel gaat in op het rendement van de combinatie van thermische zonnecollectoren en een warmtepomp, verbonden via een buffervat. Uit de resultaten blijkt dat een juiste hydraulische configuratie en regelstrategie van het buffervat van doorslaggevend belang zijn. De juiste verbruikstemperaturen en een aangepaste oplaadmethode kunnen de opbrengst drastisch verhogen: uit een simulatie-onderzoek bleek dat de Seasonal Performance Factor van een systeem kon stijgen van 3,72 tot 5,56. Die stijging is te danken aan een grotere zonne-fractie, een beter rendement van de warmtepomp en lagere stilstandverliezen. Uit deze studie blijkt dat het buffervat een cruciale rol speelt in de goede werking van dergelijke gecombineerde systemen.

Inleiding

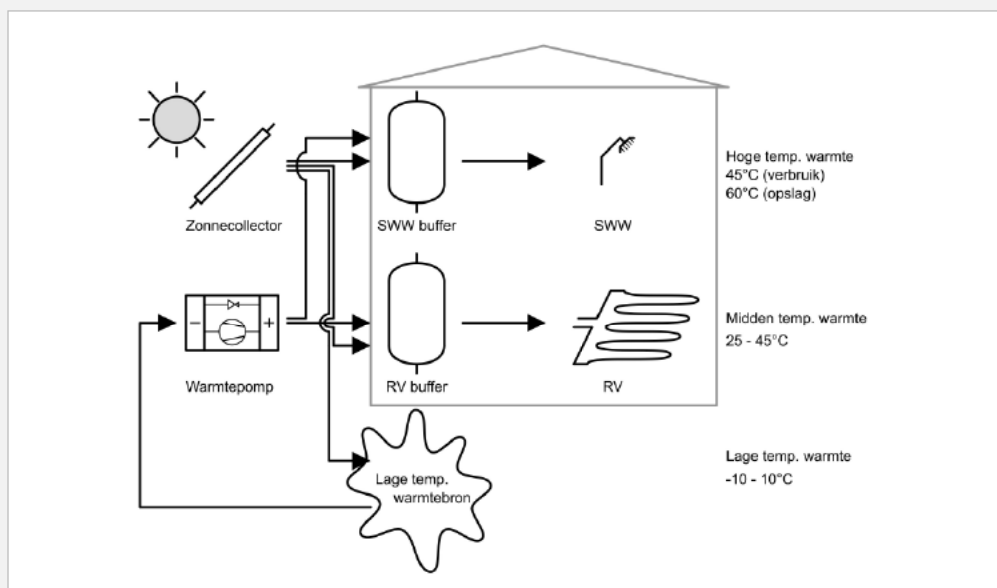
Dit onderzoek past in het streven naar systemen voor verwarming en sanitair warm water met een lagere ecologische voetafdruk. Het werd uitgevoerd in het kader van *IEA Solar Heating and Cooling Programme task 44*, die liep van 2010 tot 2013 met als doel de interactie tussen zonnecollectoren en warmtepomp beter te begrijpen.

Zowel thermische zonnecollectoren als warmtepompen kennen een groeiende belangstelling, zowel in België als in Europa in het algemeen. Er zijn echter weinig cijfers over de prestaties van installaties waarin dergelijke technieken gecombineerd werden. Gecombineerde installaties met zonnecollectoren en een warmtepomp kunnen een interessante bijdrage leveren tot de Europese klimaatdoelstellingen.

De gecombineerde installatie moet warmte leveren aan de juiste voorwaarden (figuur 1):

- de juiste hoeveelheid
- de juiste temperatuur
- op het juiste moment

De vraag naar sanitair warm water kent typisch een piekverloop, waarbij relatief hoge vermogens en temperaturen vereist zijn (45-60°C). De verwarmingsbehoefte verloopt gelijkmatiger, aan lagere temperaturen (25-45°C). Naarmate woningen beter geïsoleerd worden, wordt de energievraag voor SWW stilaan even belangrijk als die voor verwarming.

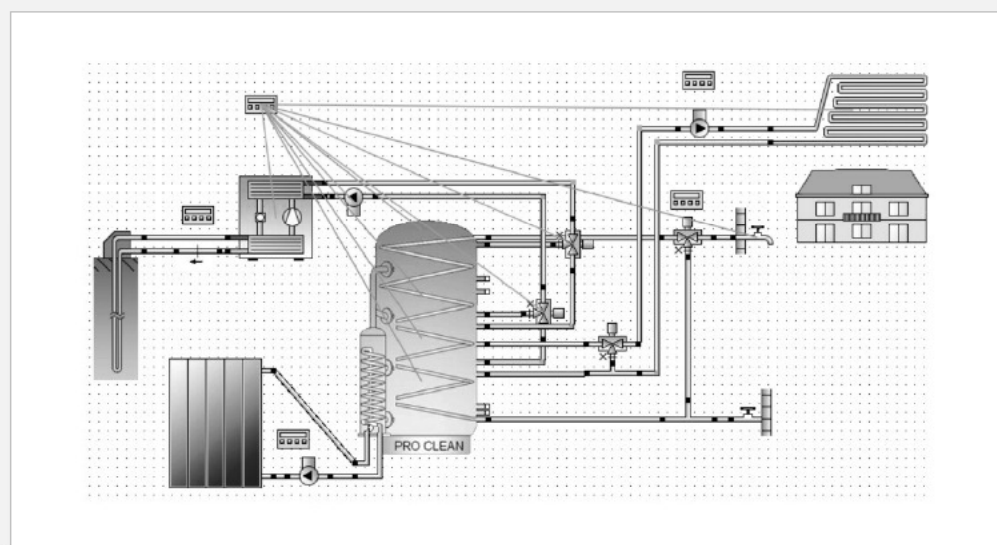


Figuur 1: Twee warmte-opwekkers (thermische zonnecollectoren en een warmtepomp) leveren warmte aan twee temperaturen voor verwarming en SWW.

Vergeleken met klassieke fossiele brandstoffen is de warmte van warmtepompen of zonnecollectoren beperkt in hoeveelheid en vermogen. Bovendien is zonne-energie niet altijd voorhanden. Deze factoren hebben belangrijke gevolgen voor het ontwerp en regeling van zonthermische warmtepompsystemen.

De SPF (geleverde warmte ten opzichte van elektrisch verbruik) van warmtepompen varieert tussen 2,5 en 5. Zonnecollectoren hebben daarentegen een SPF van ongeveer 40 tot 100 (hoewel er ook pieken tot 250 gemeten werden). Daarom moet het gecombineerde systeem zo ontworpen en geregeld worden dat de zonnecollectoren voorrang krijgen.

Omdat SWW-vraag gekenmerkt is door pieken, terwijl het aanbod van zonne-energie varieert met het tijdstip van de dag, is er een vorm van buffering noodzakelijk. Van de verschillende configuraties die opgenomen zijn in het task 44 project, concentreren we ons op de opstelling in figuur 2. Een versie van deze configuratie was opgesteld in het laboratorium, terwijl er ook een digitale uitvoering gemaakt werd in de *Polysun* software (figuur 2).



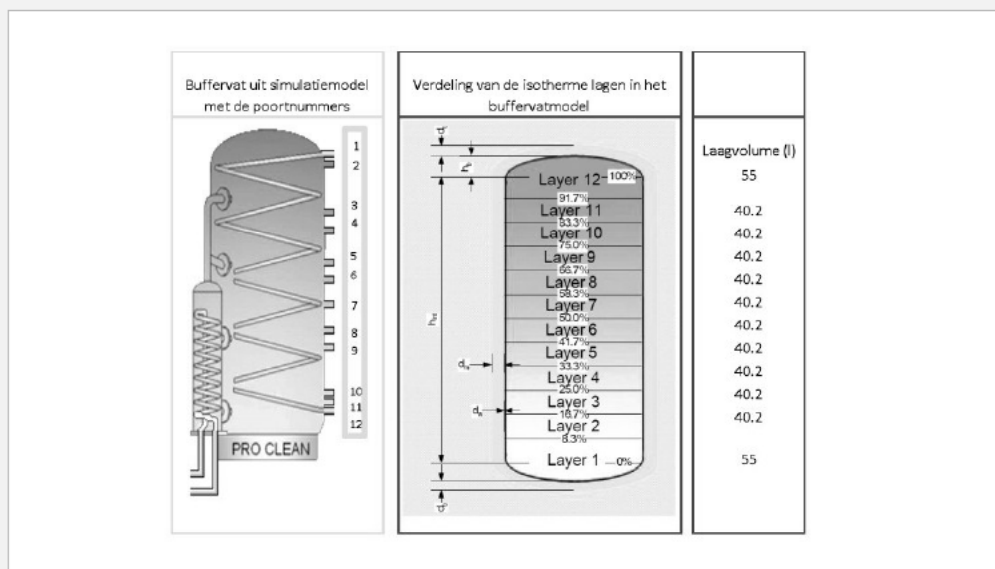
Figuur 2: Configuratie van het systeem met zonnepanelen en warmtepomp met een buffervat, zoals ingegeven in de *Polysun Designer* software.

Simulatiemodel

Tabel 1: parameters van het simulatiemodel	
Systeemcomponent	Waarde
Woning	
Verwarmd oppervlak (m ²)	140
Specifieke warmtevraag (kWh/m ²)	15,6
Verbruik sanitair warm water (l/dag)	140
Tapttemperatuur SWW (°C)	45-55
Geothermische Warmtepomp	
Verwarmingsvermogen (B0/W35) (kW)	5
Lengte U bodemsonde (m)	86
zonnecollector	
Oppervlakte vlakcollector (m ²)	8,6
buffervat	
Inhoud (l)	512

Als tappatroon werd een gemiddeld gezinsprofiel genomen van *IEA SHC Task 44*. Als klimaat- en bodemtype werden representatieve gegevens voor België genomen.

Het buffervat van 512 liter werd ingedeeld in 12 lagen in het simulatiemodel. Het bovenste gedeelte (lagen 8-12) is bestemd voor SWW productie, het onderste deel (lagen 1-7) voor verwarming. De warmtewisselaar van de zonnecollectoren is aan de zijkant opgesteld en is met het buffervat verbonden door middel van vier aansluitingen. Zo wordt de warmte steeds gestuurd naar de laag met de overeenkomstige temperatuur (figuur 3). In het referentiegeval werd er geen aparte koude zone voorzien voor de aansluiting van het zonnecircuit. De SWW productie gebeurt volgens het doorstroomprincipe met een interne RVS spiraal van 25 m lengte en een oppervlakte van 6,45 m².



Figuur 3: Indeling van het buffervat in het simulatiemodel.

Parameters van het referentiegeval

In het referentiegeval wordt de SWW-productie gecontroleerd door een temperatuursensor boven in het buffervat (laag 12), met een instelwaarde van 55°C en een dode zone van +1/+5°C. Concreet betekent dit dat de warmtepomp opstart als de temperatuur in laag 12 lager is dan 56°C en stopt bij een temperatuur van 60°C.

De regeling van de verwarming is analoog met die van het SWW, maar dan met een sensor in laag 7, een insteltemperatuur van 35°C en een dode zone van +1/+5°C.

De SWW productie heeft voorrang op de verwarming. In de simulatie is er geen klokschakeling die de SWW productie zou beperken tot specifieke uren. Zowel de regeling voor verwarming als voor SWW is constant in werking.

Evaluatiecriteria

De prestaties worden geëvalueerd aan de hand van de Seasonal Performance Factor (SPF). Dat is de geleverde thermische energie voor verwarming en sanitair warm water, gedeeld door de elektrische energie voor de aandrijving van de warmtepomp en circulatoren. Die factor houdt rekening met alle elektrische verbruikers in het systeem (compressor van de warmtepomp en de circulatoren voor de zonnecollectoren, de warmtepomp en de bodemsonde):

$$SPF = \frac{Q_{verw} + Q_{sww} \text{ (kWh therm)}}{P_{comp} + P_{circ} \text{ (kWh elek)}}$$

Om de installaties correct met elkaar te kunnen vergelijken, wordt er nagegaan of ze het gevraagde comfort voor warm water en verwarming kunnen leveren. Bovendien werd er een parameter 'beschikbaarheid' gedefinieerd. Die geeft aan hoe lang het systeem SWW aan de gewenste temperatuur kan leveren, als maat voor het gebruikerscomfort warm water. Bij alle simulaties wordt aan de warmtevraag voor verwarming voldaan. Thermisch comfort is dus geen probleem. Daarom wordt dit criterium verder buiten beschouwing gelaten.

Parameters van de hydraulische aansluiting, regeling en simulatie

De prestaties van het systeem werden in verschillende stappen verbeterd, door de hydraulische aansluiting en de regeling aan te passen. Het is belangrijk om op te merken dat er aan de dimensionering van de installatie niets werd veranderd.

Tabel 2: Aanpassingen van de parameters van hydraulische aansluiting en regeling voor een beter rendement

Aanpassing	Configuratie van het buffervat					
	Warmtepomp naar SWW laag		Warmtepomp naar verwarmingslaag		Buffervat naar verwarming	
	Laag in - laag uit	Volume (liter)	Laag in - laag uit	Volume (liter)	Laag in - laag uit	Volume (liter)
Referentie	12-8	216	4-1	176	7-4	161
1	12-8	216	4-1	176	7-4	161
2	12-8	216	7-4	161	6-4	121
3	12-8	216	7-4	161	6-4	121
4	12-8	216	7-4	161	6-4	121
5	12-9	176	7-4	161	6-4	121
6	12-10	135	7-4	161	6-4	121

Deze stappen waren als volgt:

- Correctie van een regelfout waarbij de warmtepomp opstartte wanneer ofwel verwarming ofwel SWW nodig was (OF functie), maar pas uitschakelde wanneer er geen van de twee vereist was (EN functie).
- Verder werd de regeling aangepast van een hysteresisregeling op één laag naar een regeling op twee lagen met een insteltemperatuur.
- Vermindering en verschuiving van het volume voor verwarming naar lagen 7-4 (161 liter in plaats van 296 liter)
- Sturing van het buffervolume voor verwarming met een stooklijn in plaats van een vaste insteltemperatuur.
- Verlaging van de insteltemperatuur van SWW van 55°C naar 50°C
- Verminderen van het volume voor SWW tot lagen 9-12 (176 l in plaats van 216 l)
- Vermindering van het volume voor SWW tot lagen 10-12 (135 l in plaats van 216 l)

Tabel 2 toont de impact van de ingrepen op het buffervolume.

Analyse van de resultaten

Algemeen overzicht

De verbetering van het seizoensrendement is opvallend (figuur 4). De SPF van het systeem stijgt van 3,72 naar 5,56, zonder dat er wijzigingen zijn aangebracht aan de voornaamste systeemcomponenten, zoals het collectoroppervlak of het buffervolume. De enige wijzigingen betroffen de hydraulische aansluiting en regelparameters.

We overlopen even de verschillende stappen om het effect op het gedrag van het systeem te verklaren.



WORK SMARTER **GROHE PROFESSIONAL**

GROHE SMART

GROOTSTE LOYALITEITSPROGRAMMA
VOOR INSTALLATEURS

REGISTREER NU OP GROHESMART.COM

1. SCAN DE QR-CODE
2. VERZAMEL PUNTEN
3. KRIJG GESCHENKEN

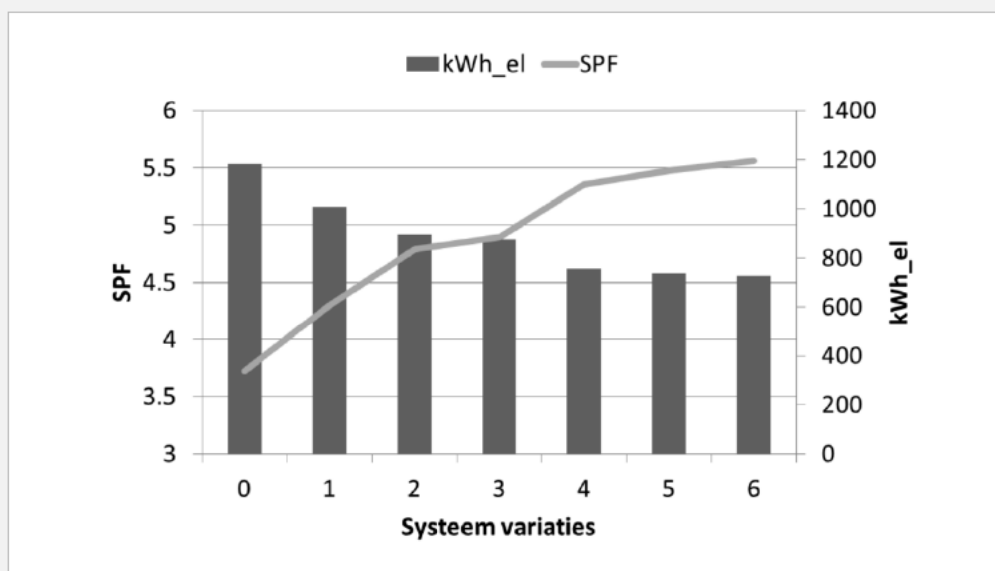
SCAN DEZE QR-CODE
EN ONTVANG
25 WELKOM-SMARTS

SMART

ANDROID APP ON
Google play

Download on the
App Store

INFO 235

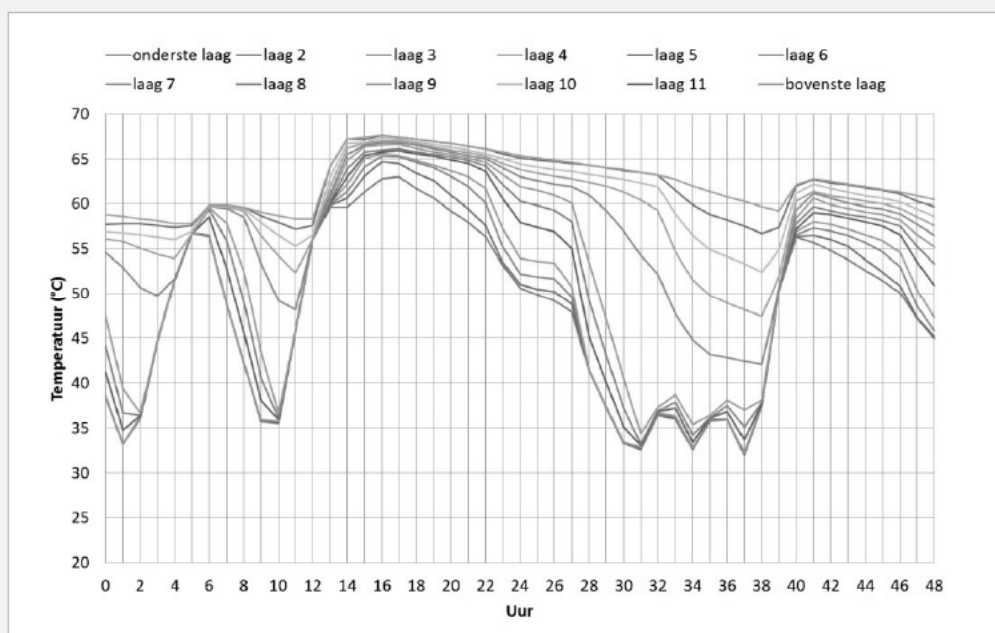


Figuur 4: Algemeen overzicht van de simulatieresultaten, met SPF en elektrisch verbruik van de systemen.

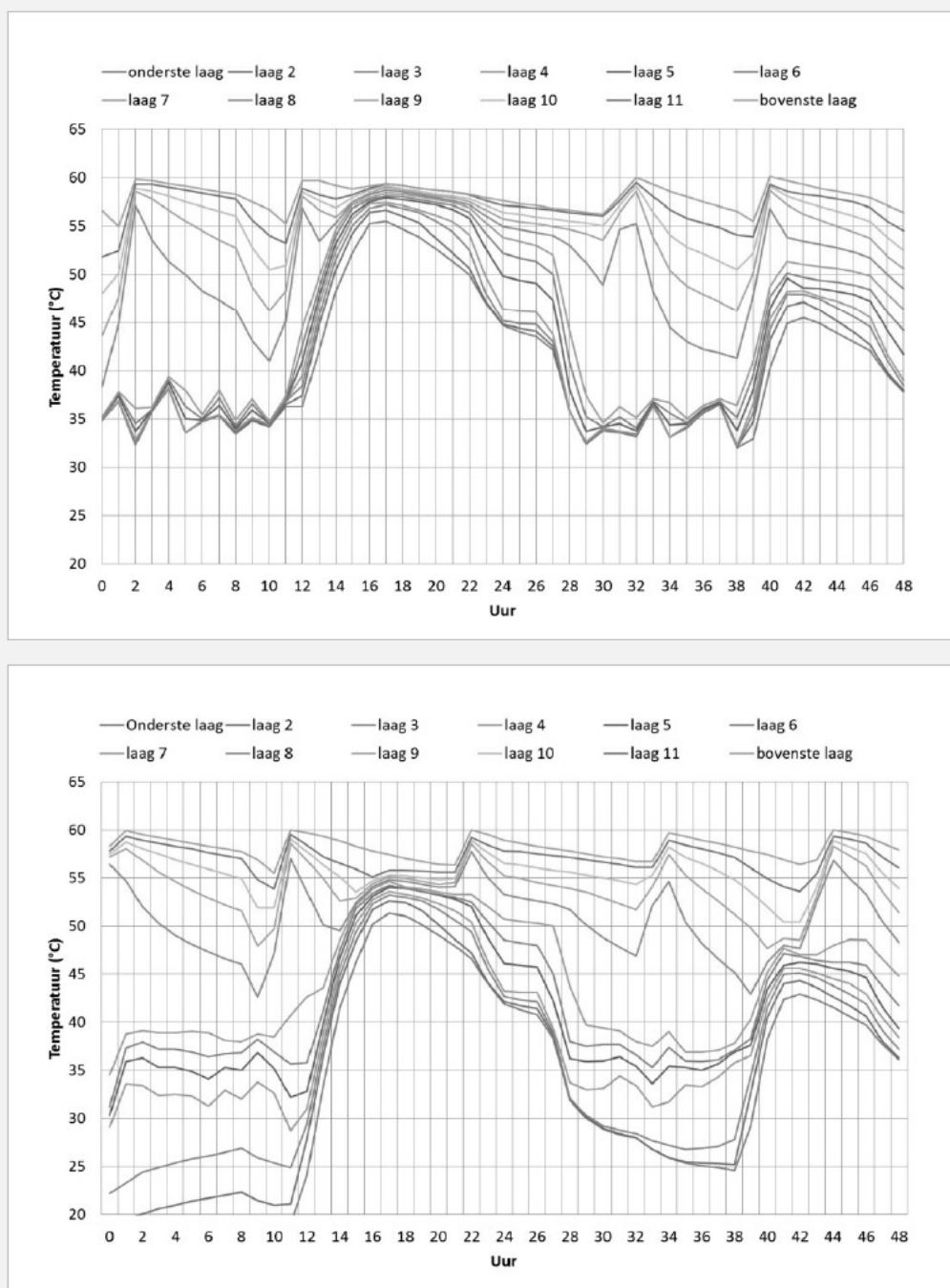
Fouten in de regeling corrigeren

Het referentiesysteem bevatte een fout in het regelalgoritme waardoor het volledige buffervat werd opgewarmd totdat het setpunt voor SWW was bereikt (laag 12 op 60°C). Dat gebeurde ook indien er alleen de lagen voor verwarming (laag 4 tot 1 in dit geval) moest opgewarmd worden tot het verwarmingsetpunt (laag 4 op 40°C). Deze fout werd gecorrigeerd. Bovendien werd de regeling voor warm water en verwarming aangepast. In plaats van te werken met één temperatuurvoeler per zone, respectievelijk in laag 12 voor SWW en laag 4 voor verwarming, werden er twee voelers per toepassing aangebracht, telkens in de onderste en bovenste laag van elke zone (12 en 8 voor SWW, 4 en 1 voor verwarming). Zo wordt de hele laag beter opgewarmd. Dat vergt wel een extra investering in voelers en regeling.

Deze aanpassingen tonen het belang van een correct uitgewerkte regeling aan: de SPF van het systeem stijgt van 3,7 naar 4,3, en het elektrisch verbruik van de installatie daalt met 15% van 1182 kWh tot 1008 kWh.



Figuur 5: Temperatuurniveaus in het buffervat in het referentiegeval, met fout in de regeling.

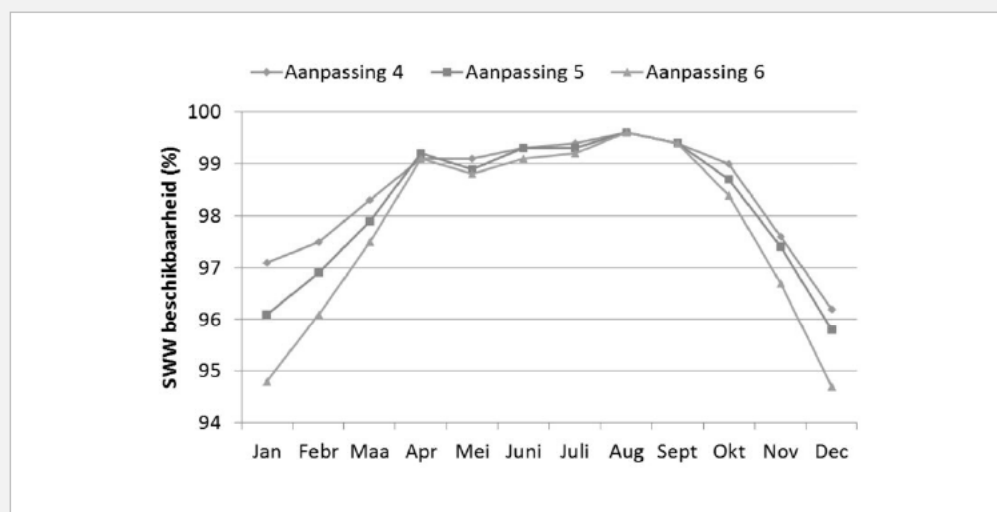


Figuur 6: Het effect van een koude zone voor de afgifte van de zonnecollector op het temperatuurprofiel in het buffervat voor 5-6 februari.

Voldoende koud volume voorzien voor de zonnecollectoren en de zone voor verwarming beperken

In de referentie-opstelling wordt het bovenste deel van het buffervat verwarmd voor SWW, terwijl het onderste deel op temperatuur wordt gehouden voor verwarming via de aansluiting van de warmtepomp voor verwarming onderaan de tank. De warmtewisselaar van de zonnecollectoren onderaan in het buffervat staat dus altijd in contact met warm water, wat de opslag van zonnewarmte hindert.

Dit probleem werd opgelost in de tweede aanpassing, met een koude zone in het onderste deel van het buffervat, zodat de warmtewisselaar van de zonnecollector er zijn warmte aan kon af-



Figuur 7: Verminderde beschikbaarheid van SWW door verkleining van de SWW-zone in het buffervat.

geven. Het buffervolume voor verwarming werd verminderd van de zone van laag 7-1 tot de zone van laag 7-4 (van 296 liter tot 161 liter)

Figuur 6 toont het effect van aanpassing 1 op het temperatuurprofiel in het buffervat op twee typische winterdagen, allebei met een significante periode zonneshijn. Het bovenste deel van figuur 6 toont systeem 1, terwijl het onderste deel de aangepaste installatie toont. De gemiddelde temperatuur in het vat daalt, terwijl er meer zonnewarmte werd opgeslagen: 17 kWh tegenover 15,4 kW, een toename met 10%. Op jaarbasis neemt de zonnefractie (het aandeel van zonnewarmte in de totale verwarmingsbehoefte) toe van 45,2% tot 45,7 %.

Hoewel de impact op jaarbasis eerder beperkt is, toont dit voorbeeld het effect van de ingreep op koude dagen met weinig zonneshijn. De installatie kan meer zonnewarmte opvangen, wat resulteert in een stijging van de SPF van 4,3 naar 4,8. Het elektriciteitsverbruik vermindert met 11%. Deze verhoging is niet alleen een gevolg van een hogere zonnefractie, maar ook van 2% lagere stilstandsverliezen en vooral door een stijging van de SPF van de warmtepomp, door gemiddeld lagere buffertemperaturen. De SPF van de warmtepomp alleen stijgt van 3,5 naar 3,9.

Deze maatregel heeft geen invloed op de prestaties in verwarming of SWW-comfort van het systeem.

Regeling met stooklijn

In de derde aanpassing werd niet langer gewerkt met een vaste insteltemperatuur van 35°C voor het verwarmingswater, maar met een stooklijn. Dat deed de gemiddelde temperatuur van het buffervat opnieuw dalen, en verhoogde de SPF van de hele installatie tot 4,9. De stilstandsverliezen van het buffervat verminderen met nog eens 4% en de SPF van de warmtepomp zelf haalt dan 4,3 in plaats van 3,9.

Volume en temperatuur van SWW

De laatste drie aanpassingen betroffen de SWW parameters. Eerst werd de insteltemperatuur verminderd van 55°C tot 50°C. Dat verhoogde de SPF tot 5,4. Door in de laatste twee aanpassingen het opslagvolume voor SWW te verminderen, kwam de SPF van het systeem uiteindelijk op 5,56. Daarbij bereikt de SPF van de warmtepomp zelf 4,7, met een zonnefractie van 48,7%. De stilstandsverliezen zijn nog eens 6% lager dan bij de tweede aanpassing, waarbij een koud volume voor de zonnecollectoren werd geïntroduceerd.

Bij deze laatste ingreep moeten er twee opmerkingen gemaakt worden. De oorspronkelijke insteltemperatuur van 55°C was gekozen om legionella te vermijden, hoewel er geen wettelijke verplichting daartoe is voor residentiële toepassingen. Een temperatuur van 50°C verhoogt dus wel het risico op bacteriegroei.

Verder betekent het kleinere volume voor SWW productie dat er een beetje minder SWW beschikbaar is. Dat is vooral zo in de winter bij lage bezonning (figuur 7). Men moet dus voorzichtig zijn om deze ingreep door te voeren, omdat het SWW comfort eronder kan lijden. Het hogere rendement moet dus afgewogen worden tegenover een eventueel gebrek aan comfort.

Conclusie

De simulatie toonde duidelijk hoe groot de invloed is van het buffervat op het algemene systeemrendement. Zonder te raken aan de basisparameters van het systeem, zoals het vermogen van de warmtepomp, oppervlakte van de zonnecollectoren of het volume van het buffervat, kon men toch de SPF laten stijgen van 3,72 in het referentiegeval naar 5,56 in het geoptimaliseerde systeem. Dat werd bereikt door de hydraulische aansluitingen van het buffervat aan te passen, de zones binnen het buffervat voor verwarming en SWW aan te passen, en de regeling en temperatuurstelling te wijzigen.

Voor het ontwerp en installatie is het van belang dat er altijd een koud volume in het buffervat is om de opbrengst van de zonnecollectoren te maximaliseren. Die hebben immers een veel hoger rendement dan de warmtepomp. Verder moet de menging van de lagen aan verschillende temperaturen vermeden worden, en moet men zo weinig mogelijk volume aan hoge temperatuur opslaan. Bij dat laatste moet men er wel op letten dat het comfort niet in het gedrang komt.



LOWARA
a xylem brand

ErP ready 2015

State-of-the-art technologie !

aubia
POMPES/POMPEN

Een breed scala van hoog rendement circulatiepompen beschikbaar, voor meer informatie contacteer uw groothandel of AUBIA nv - tel 068 55 13 28, mail : info@aubia.be

INFO 85

SYMPOSIUM | APRIL 8TH 2013 | BELGIUM

COMBINED SOLAR THERMAL AND HEAT PUMP SYSTEMS FOR RESIDENTIAL APPLICATIONS

Both heat pumps and solar thermal collectors have gained high popularity in the European and Belgian market. The similarity of these trends is striking, though unfortunately, it remains unknown to what extent the components were installed in combined systems.

Combinations of heat pump and solar thermal systems applied for residential heating and domestic hot water production are considered potentially interesting to contribute to the targets as set by the EPBD (energy performance of buildings directive) and RESD (directive on the promotion of energy from renewable sources). These systems are able to improve the energy performance of buildings and augment the share of energy from renewable energy sources. Combined solar thermal heat pump systems are currently further improved by research activities on optimizing control and system performance both on an international (IEA-SHC task 44 / Annex 38) as on a national level (IWT-TETRA: Zon-Warm). The potential of these combined systems is gradually confirmed and elimination of pitfalls for long-term successful commercialization is aimed at.

Thomas More Mechelen and THELES research group are happy to host the symposium on combined solar thermal and heat pump systems for residential applications. The speakers from research centers, industry and engineering companies will share their experiences in enhanced design and operation of solar thermal heat pump systems for residential heating and domestic hot water production. This symposium will give insight in recent developments in design and application of solar heat pump systems for residential applications. It will focus both on the design as on practical applications including results from surveys and possibilities for performance improvements. Participation is useful for professionals employed in HVAC engineering, research and development, architects, product developers and suppliers of heat pump, solar thermal and combined systems.

Join this unique event to meet international experts, researchers and leading professionals at the symposium on solar thermal heat pumps for residential applications.

This symposium is organized in cooperation with IEA-SHC task 44 / Annex 38 and IWT (government agency for Innovation by Science and Technology).



Organizers | Contact

Jan Verheyen, tel + 32 (0)15 31 69 44, jan.verheyen@thomasmore.be

Benjamin Verfaillie, tel + 32 (0)15 31 69 44, benjamin.verfaillie@thomasmore.be

www.thomasmore.be

Programme

- **13h00:** Coffee
- **13h20:** Welcome | **Jan Ivens**, KU Leuven-Thomas More Mechelen
- **13h30:** Solar and heat pumps systems - Task 44 presentation | **Jean-Christophe Hadorn**, Base Consultants
- **14h00:** Belgian Heat Pump Market | **Jan Lhoëst**, Warmtepomp Platform
- **14h15:** Solar thermal energy in Belgium: more than only sanitary hot water | **Wim Persoons**, ATTB-Belsolar
- **14h30:** Lab test results of an actively controlled heat pump for integration of renewable electricity | **Dirk Vanhoudt**, VITO
- **15h00:** Hydraulic integration of heat pumps with combistores | **Michel Haller**, Institut für Solartechnik

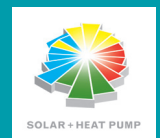
- **15h30:** Coffee break
- **16h00:** A comparative analysis of market-available solar thermal heat pump systems | **Jörn Ruschenburg**, Fraunhofer-ISE
- **16h30:** Effects of charging configuration of a hot water storage tank on stratification and storage capacity | **Brecht Baeten**, Khlim
- **17h00:** Workshop | **Team Zon-Warm**, Thomas More Mechelen
- **18h00:** Closing reception at the vicinity of the industry fair (industry fair: to be acknowledged).

Practical

- **Date:** April 8th 2013, 13h00 - 18h00
- **Location:**
Thomas More, Zandvoortvest 60, 2800 Mechelen, Belgium Campus De Vest (aula 2)
- **Registration:**
 - deadline: march 25th 2013
 - www.thomasmore.be/symposiumSHP
- **Registration Fee** (Incl. VAT):
per person: 75 € - per student: 25 €
- **Industry Fair:**
Industry and companies are given the opportunity to present their products and or services at a poster session in the vicinity of the main symposium aula. (The fee for non-members of the IWT-TETRA Zon-Warm project consortium is 500€ (605 € incl. VAT)).

Companies (both members and non-members of the IWT-TETRA Zon-Warm project consortium) can get in contact with the symposium organization at the address stated below to obtain further information.

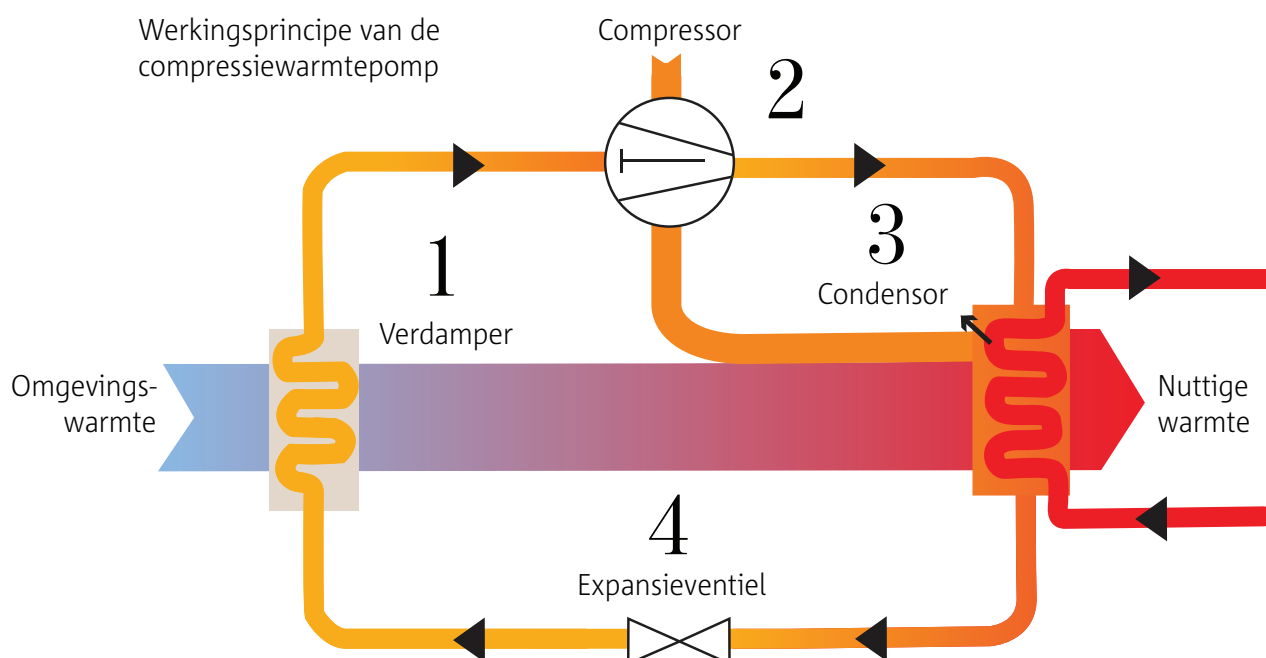
- **Symposium language:** English



ENERGIEZUINIG

WARMTEPOMP ●● TEKST: LEEN DE MOOR

6.283 Belgische gezinnen hebben in 2012 een warmtepomp gekocht om hun huis te verwarmen. Dat is nog steeds niet veel. Wat houdt ons tegen? De nog steeds hoge investering en het feit dat de efficiëntie van een lucht/water warmtepomp, het meest verkochte type, het laagst is in de winter, wanneer we het meest verwarming nodig hebben? Toch is het een milieuvriendelijk en energiezuinig systeem en kan het (eventueel in combinatie met een fossiele brandstof) een goede oplossing zijn.



HOE WERKT EEN WARMTEPOMP?

De werking is gebaseerd op drie principes uit de fysica:

- Bij verdamping wordt warmte opgenomen en bij condensatie komt warmte vrij.
- Normaal verdampt een vloeistof bij 100°C en als ze afkoelt, wordt ze opnieuw vloeibaar. Bij lage druk verdampt de vloeistof op een lagere temperatuur, als de druk wordt verhoogd, verdampt ze op een hogere temperatuur.
- De temperatuur van een gas stijgt als de druk verhoogt.
- Een warmtepomp onttrekt warmte van een bepaalde temperatuur aan een bron (afhankelijk van het type aan de aarde, grondwater of buitenlucht) en geeft die warmte bij een hogere temperatuur af aan een andere bron (het watercircuit van een verwarmingssysteem).

HOE GEBEURT DAT?

In de warmtepomp zit een vloeistof (vaak het koelmiddel genoemd) die verdampt bij lage druk op 0°C. Bij het verdampen onttrekt de vloeistof warmte aan de bron (lucht of aarde). Met een compressor wordt de ontstane damp onder hogere druk gebracht waardoor kookpunt en temperatuur stijgen. De warme damp wordt dan in contact gebracht met het watercircuit van de verwarming, condenseert en geeft daarbij zijn warmte af, waardoor we warm water hebben in ons verwarmingssysteem. Via een expansieventiel wordt de druk vervolgens verlaagd en kan de cyclus opnieuw beginnen.

De energie die bij dit proces nodig is, komt dus uit de lucht of de bodem, maar er is ook nog elektriciteit (of gas, of stookolie) nodig om de compressor aan te drijven.

Maarten Sourbron, doctor-assistent aan Thomas More-Campus De Nayer en ook verbonden aan het Warmtepompplatform: "Een voorwaarde voor een efficiënte werking is dat de warmtepomp verbonden is met een verwarmingssysteem op lage temperatuur, meestal vloerverwarming. Door de lage temperatuur

heb je immers een groot oppervlak nodig om een ruimte op deze manier te verwarmen. Als je dat met radiatoren zou doen, zouden die heel groot moeten zijn."

EFFICIËNTIE

Hoe efficiënt een warmtepomp is, kan je afleiden van de COP of de coëfficiënt of performance. Hoe hoger dat cijfer is, hoe beter. De COP hangt af van het verschil tussen de temperatuur van de bron en die van het warmteafgiftesysteem (uw verwarming), want als dat verschil groot is, moet de compressor extra veel energie gebruiken om de druk en de temperatuur van de warmtedragende vloeistof te verhogen, en gaat je winst van de gratis energie uit aarde of lucht er dus aan.

Een goede warmtepomp levert voor elke kWh die de compressor verbruikt tussen de 2,5 en 6 kWh nuttige warmte. De COP is dan 2,5 à 6.

De SPF of Seasonal Performance Factor houdt rekening met het energieverbruik van een warmtepomp en het verbruik van randapparatuur zoals pompen over een volledig stookseizoen.

TYPES

- **Grond/water:** Als de warmtepomp de warmte onttrekt aan grondwater, vraagt dat vrij veel energie en een zware circulatiepomp om het grondwater rond te sturen. Wordt de warmte onttrokken aan de aarde, dan zijn er twee mogelijkheden. Ofwel leg je een horizontaal buizencircuit aan in de grond rond je huis, waardoor vloeistof circuleert en de aardwarmte kan opnemen. Nadeel: je hebt een grote oppervlakte nodig, ongeveer twee à drie keer zo groot als die van de oppervlakte die je moet verwarmen. Je kunt ook een verticaal circuit aanleggen en daarvoor een boring verrichten tot 50 à 100 meter diep. Dat kost vrij veel. Het voordeel is dat de aarde op die diepte het hele jaar door een constante temperatuur heeft van ongeveer 10 à 12°C.

- **Lucht/water:** Dan wordt de warmte gehaald uit de buitenlucht. Dit vergt een veel minder grote

investering dan een grond/water systeem en de apparatuur neemt ook veel minder plaats in beslag. Nadeel: in de winter, wanneer het het koudst is en we dus constant verwarming nodig hebben, is de COP van dit type warmtepomp het laagst. De luchttemperatuur is dan immers laag en de compressor moet veel meer energie leveren om de druk en de temperatuur te verhogen.

WAAROM KIEZEN VOOR EEN WARMTEPOMP?

"Het is een milieuvriendelijk en energiezuinig systeem", zegt Maarten Sourbron. "De elektriciteit die nodig is voor de compressor wordt wel gemaakt met gas of kolen, maar dat aandeel is veel kleiner dan wanneer je dat gas rechtstreeks zou gebruiken om je woning te verwarmen. Blijft natuurlijk wel de hogere investering en het feit dat de efficiëntie afhangt van het temperatuurverschil tussen de bron en de gewenste watertemperatuur voor je verwarming."

De voorstanders van warmtepompen verwachten wel heil van de nieuwe EU-richtlijn ecodesign, die zopas van kracht werd. Die heeft een label voor energie-efficiëntie in het leven roepen voor verwarmingstoestellen, vergelijkbaar met het energielabel van huishoudtoestellen. Vanaf september 2015 moet elk verwarmingstoestel verplicht zo'n label dragen. "Gas- en stookolieketels vallen waarschijnlijk onder categorie C of D, terwijl warmtepompen A+++ kregen toegekend. We hopen dat dit een stimulans zal zijn voor de sector, want het aantal verkochte warmtepompen stijgt zeer langzaam."

Als je van plan bent bij een grondige renovatie of bij een nieuwbouw een warmtepomp te installeren, breng dan je architect van bij het begin op de hoogte. "Hij moet de rest van het verwarmingssysteem er helemaal op afstemmen. Elke deelnemer aan het plannings- en bouwproces moet er van op de hoogte zijn om te kunnen zorgen voor een optimale uitvoering en rendement."

WWW.ODE.BE

Impact of storage tank control and hydraulic configuration on solar heat pump performance

J. Veeken^{1*}, J. Verheyen¹, M. Sourbron¹

⁽¹⁾KU Leuven (University of Leuven), Department of Mechanical Engineering, Technology Campus De Nayer, Sint-Katelijne-Waver, Belgium

1. ABSTRACT

For a solar heat pump system, combining solar thermal collectors and a heat pump, with a combined storage tank, the system performance is evaluated for different hydraulic configurations and controls of the storage tank. The results show the importance of an adequate hydraulic configuration and control of the storage tank to support the process of combined heat production by the heat pump and solar thermal collectors and heat distribution to space heating and domestic hot water. Adapting demand side temperature levels and correctly inserting the produced heat from heat pump and solar thermal collectors in the storage tank increases the system efficiency substantially. The Seasonal Performance Factor (SPF) changed from 3.72 to 5.56 by changing storage tank sensor positions and set points of the heat pump control, correctly addressing the produced heat to storage tank levels and changing the positions from where the stored heat is extracted from storage. The SPF increase is caused by an augmented share of solar energy in the overall system balance, an increased heat pump efficiency and a reduced storage thermal losses. This work concludes that the storage tank is a crucial factor in these system types with two collaborating heat sources.

Keywords: solar thermal, heat pump, hydraulics, control

2. INTRODUCTION

This research is conducted in the framework of IEA Solar Heating and Cooling (SHC) Programme task44, investigating space heating and domestic hot water systems that have an increased renewable energy share, lower electricity demand than competitive solutions, lower primary energy demand, and lower CO₂ emission depending on the electricity mix feeding the heat pump. IEA Solar Heating and Cooling (SHC) Programme task44 operated from 2010-2013 to contribute to better understanding of S+HP (Solar and Heat Pump) systems (task44.iea-shc.org/).

Both heat pumps and solar thermal collectors have gained considerable popularity in the European and Belgian market. The similarity of these trends is striking, though unfortunately, it remains unknown to what extent these components are installed in combined systems. Combinations of heat pump and solar thermal systems applied for residential heating and domestic hot water production are considered potentially interesting to contribute to the targets as set by the EPBD (energy performance of buildings directive) and RESD (directive on the promotion of energy from renewable sources). These systems are able to improve the energy performance of buildings and augment the share of energy from renewable energy sources. The potential of these combined systems is gradually confirmed and elimination of pitfalls for long-term successful commercialization is aimed at.

The combined solar heat pump installation has to supply heat at the required conditions (Figure 1): (1) the correct quantity, (2) the required temperature and (3) at the right moment in time. Domestic hot water is characterised by a peaked demand, which implies a high thermal

power and at a relatively high temperature of 45-60°C. Space heating has a more flat demand throughout the day, at a lower temperature of 25-45°C. Because of the increasing insulation levels, the yearly heat demand for space heating is becoming equal to the yearly heat demand for domestic hot water.

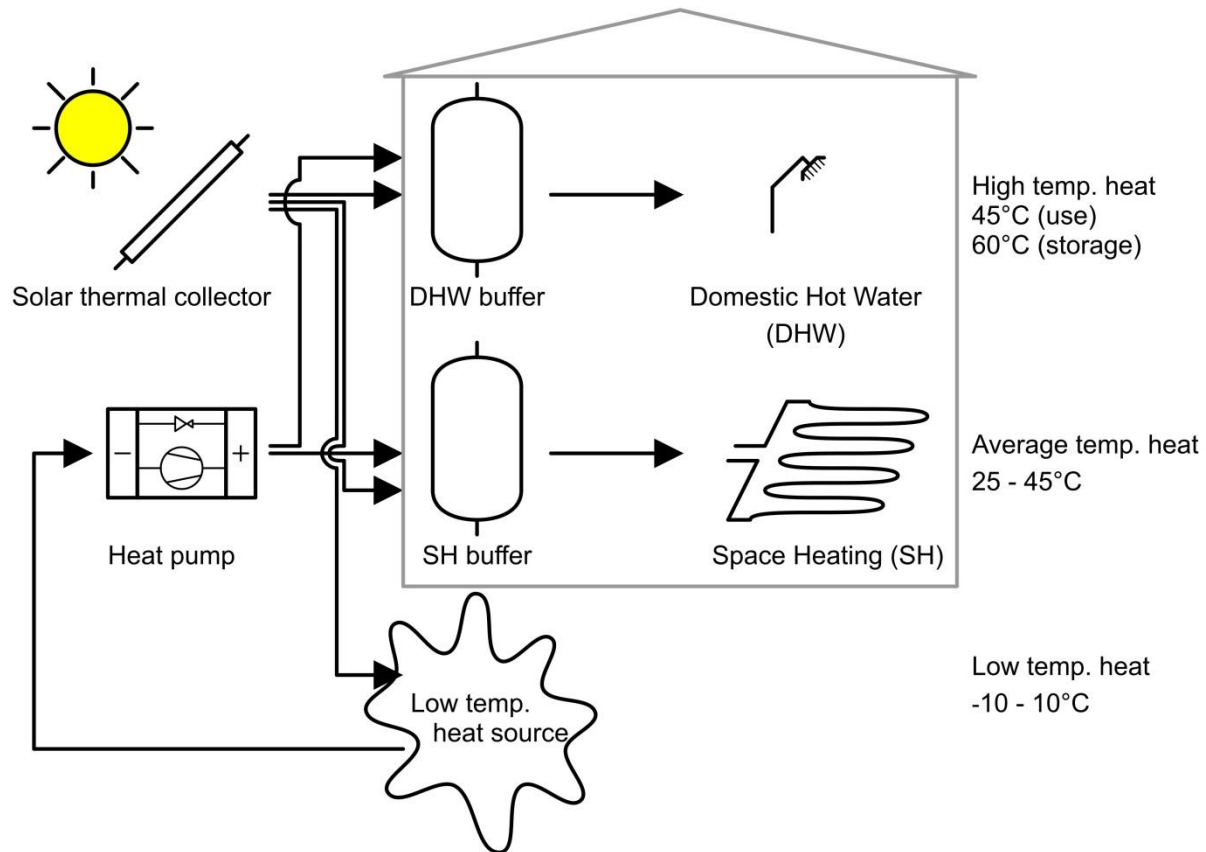


Figure 1: Two heat suppliers (solar thermal collectors and heat pumps) deliver heat at two temperature levels for Space Heating and Domestic Hot Water.

Solar thermal collectors and the heat pump produce the required heat by using either the sun or a low temperature heat source such as the ground or the outside air. Compared to a boiler using fossil fuels, these renewable energy sources are, from the point of view of the installation that is, (1) limited in heat quantity, (2) limited in heat power and (3), in the case of solar energy, not always available. These properties have an important repercussion on the design and the control of solar heat pump systems.

Heat for space heating and domestic hot water has to be produced and delivered by either the heat pump or the solar thermal collectors. Heat pumps can deliver heat at a performance factor (supplied heat versus required electricity use) in the range of 2.5 to 5, while solar thermal collectors do that at a performance factor of roughly 40-100, although factors above 250 are also measured (Goovaerts et al., 2014). Therefore, the solar heat pump system should be designed and controlled to give priority to the solar thermal collectors.

The typically peaked domestic hot water demand and the limited availability in time and thermal power of solar energy, imposes the use of thermal buffering in the solar heat pump system. The typical system configurations depicted as concepts of various combinations of components within SHP systems in the publication by Henning et al. (2008) are used in the task44-project as reference combinations (Figure 2).

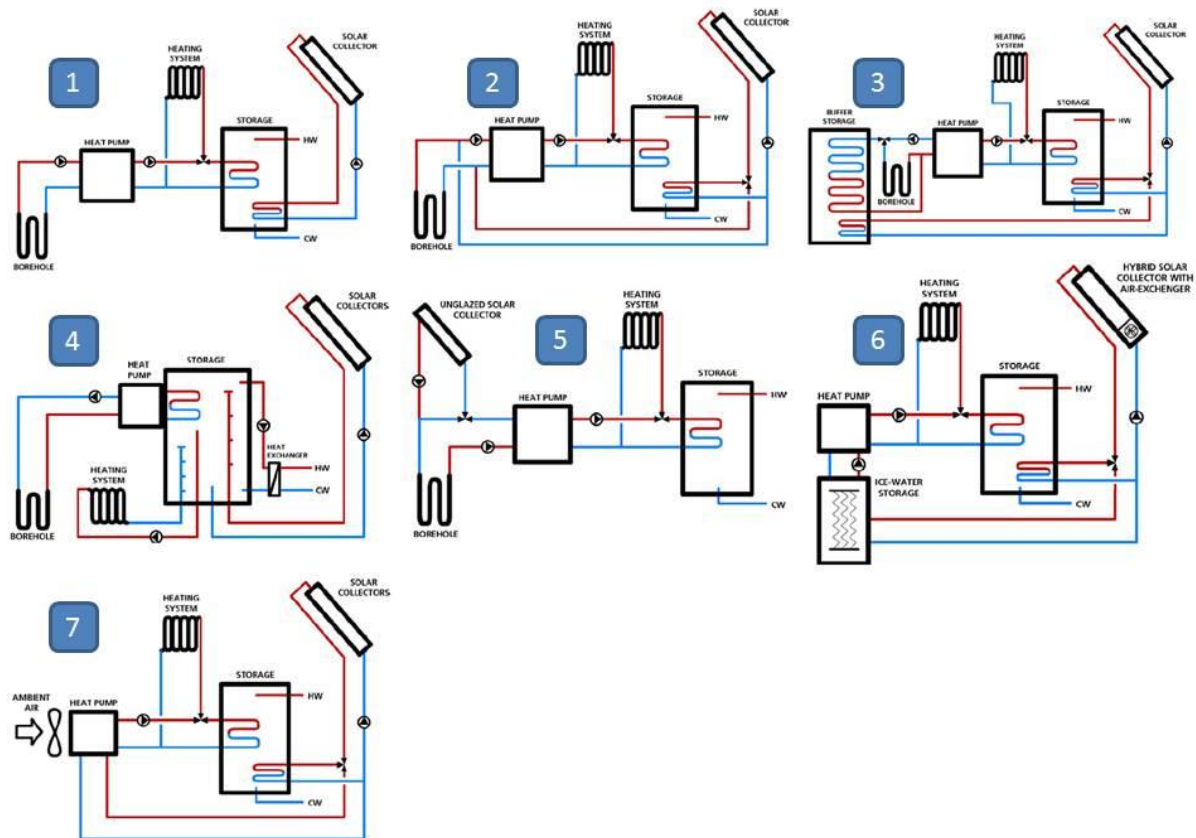


Figure 2: Overview of existing SHP system configurations; numbering according to original publication [Henning et al.; 2008].

This paper focusses on a variation of solar heat pump system nr. 4, with a combi-storage tank storing heat for both space heating and domestic hot water production. A version of the system was installed as a test-setup and a simulation model of this system was made in the Polysun software, as shown in Figure 3.

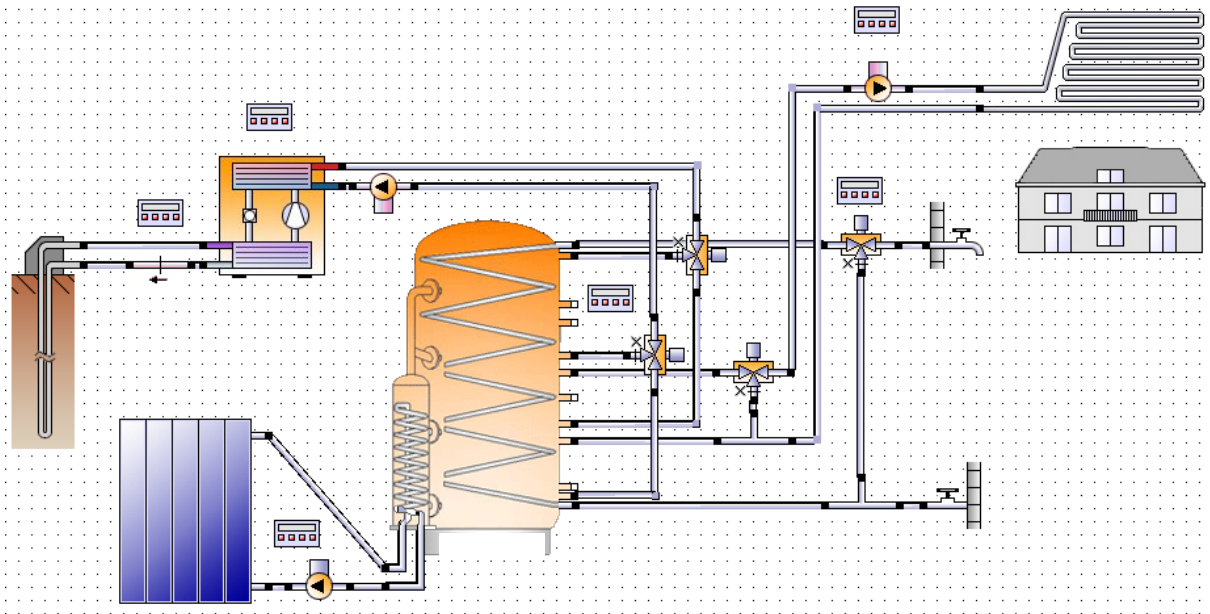


Figure 3: Solar heat pump system configuration with combi-storage tank as implemented in the Polysun software.

The simulation analysis in this paper focusses on the impact of the hydraulic configuration and control settings on the overall performance of the solar heat pump systems. Starting from the reference system as it was installed in the test-setup, the position of hydraulic connections are varied, and therefore the reserved storage volume for either domestic hot water, space heating or the heat exchanger of the solar thermal collectors. Furthermore, control strategy is varied by adapting dead band parameters and applying adapted control strategies to have a better control to heat the different sections in the combi-storage tank.

3. SIMULATION MODEL

The parameters of the reference system are presented in Table 1.

Table 1: Parameters of the reference system.

System component	Parameter value
Building	
Heated area (m ²)	140
Specific heating energy demand (kWh/m ² /year)	15.6
Domestic hot water use (l/day)	140
Domestic hot water draw-off temperature (°C)	45 (55, see Table 2)
Ground coupled heat pump	
Heat pump heating power (0/35) (kW)	5
Single U ground loop length (m)	86
Solar collector	
Flat plat solar collector area (m ²)	8.6
Combi-storage tank	
Volume (liter)	512

3.1 Building and domestic hot water

Further details on the building, of which a view is presented in Figure 4, can be found in Dott et al. (2013). The IEA SHC Task44 DHW draw-off profile is used in this paper which is based on the EU mandate M/324 tapping cycle M (CEN/TC113N380, 2003) and (FprEN 16147 2010) and is expressed as a medium tapping profile (Haller et al., 2013). This can be considered as valid for a family with an average household size.

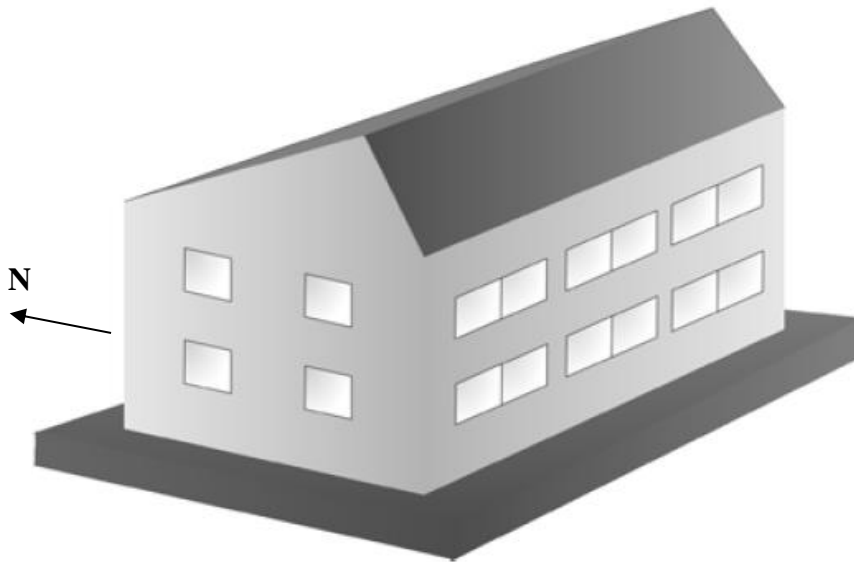


Figure 4: View of the buildings showing South and West facades [Dott et al., 2013].

Table 2: Domestic hot water profile as adopted in the simulation model (Haller et al., 2013)

Legend: S=Small; Sh=Shower; FC=Floor cleaning; DW= Dish washing; HC=Household cleaning; Ba=Bath tub; Sunday only: bath tub replaces evening shower

Nr.	Start time (h:min)	Energy Q_{DHW} (kWh)	Type	Flow Rate (Litre/h)	Min. Temp. $T_{DHW,set}$ (°C)
1	07:00	0.100	S	240	45
2	07:15	1.315	Sh	600	45
3	07:30	0.100	S	240	45
4	08:00	0.100	S	240	45
5	08:15	0.100	S	240	45
6	08:30	0.100	S	240	45
7	08:45	0.100	S	240	45
8	09:00	0.100	S	240	45
9	09:30	0.100	S	240	45
10	10:30	0.100	FC	240	45
11	11:30	0.100	S	240	45

12	11:45	0.100	S	240	45
13	12:45	0.300	DW	240	55
14	14:30	0.100	S	240	45
15	15:30	0.100	S	240	45
16	16:30	0.100	S	240	45
17	18:00	0.100	S	240	45
18	18:15	0.100	HC	240	45
19	18:30	0.100	HC	240	45
20	19:00	0.100	S	240	45
21	20:30	0.700	DW	240	55
22	21:15	0.100	S	240	45
23	21:30	1.315	Sh	600	45
Total		5.530			
Sunday only					
23	21:30	3.520	Ba	600	45

The climatic conditions used for the simulations are taken from the Polysun database for Brussels, Belgium.

3.2 Ground properties

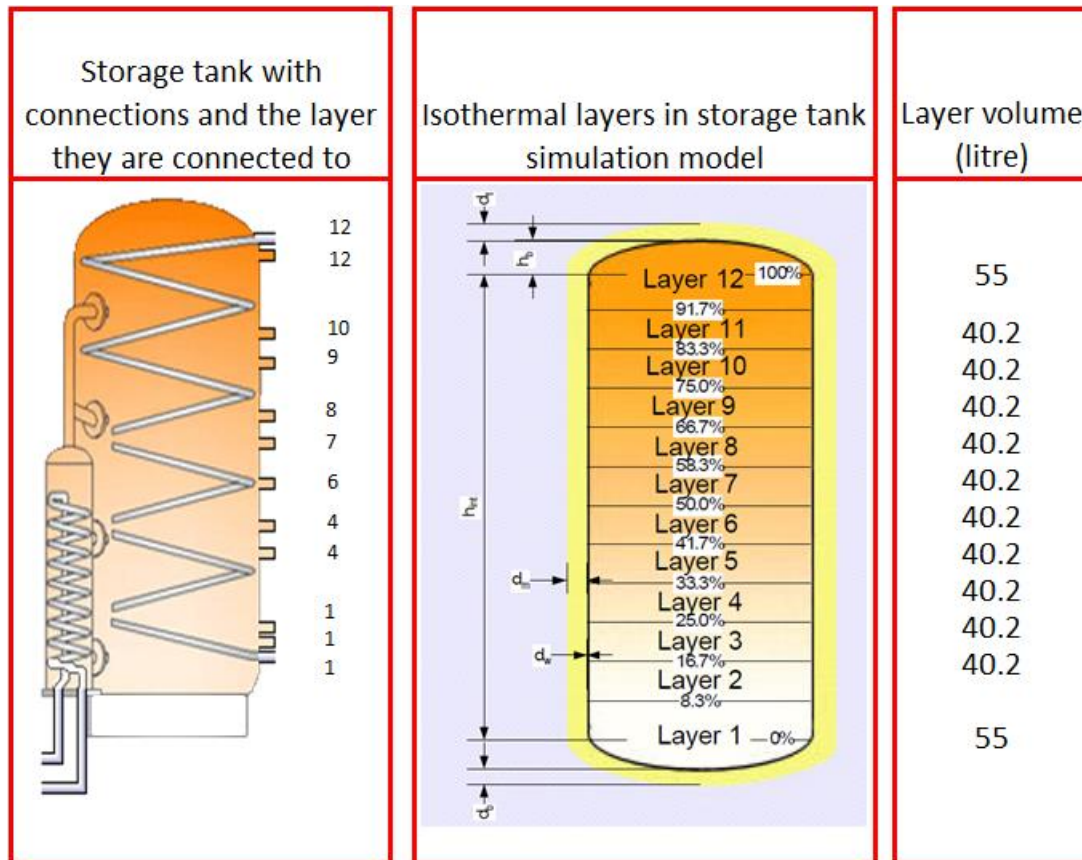
The characteristics of the ground, considered representative for the Belgian context and used as boundary condition for the simulations of SHP systems are adopted from T44 [Haller et al., 2013] and Geotrainer [McCorry et al., 2011].

- Soil warming (average difference between the earth surface temperature and the air temperature): 0.8°C
- Axial temperature gradient: 0.03 K/m
- number of earth layers: 1
- density of earth layer material: 2500 kg/m³
- specific heat capacity of earth layer material: 800 J/(kgK)
- thermal conductivity of earth layer material: 2 W/(mK)
- thickness of earth layer 1: 400 m

3.3 Combi-storage tank

The combi-storage tank volume of 512l is divided in 12 isothermal layers in the reference simulation model. Layers 1 and 12 contain the volume of the other layer added with the volume of the bulge (Figure 5). The upper part (layers 8-12) is reserved for domestic hot water production, while the lower part (layers 1-7) for space heating. The solar collector heat exchanger is located on the side of the combi-storage tank with 4 inlets so heat enters the storage volume at layers with the corresponding temperature (Figure 5). In the reference system, no separate cold volume at the bottom of the tank is foreseen for the solar collector

heat exchanger. The domestic hot water is heated by an internal coiled stainless steel heat exchanger of 25m and a surface area of 6.45m².



Figure

5: Combi-storage tank layout in the simulation model

3.4 Reference system control parameters

In the reference system the domestic hot water production is controlled by a temperature sensor located in the upper tank layer (top layer 12), working with a set point of 55°C and a dead-band of +1°C/+5°C. This means that the heat pump starts whenever the upper layer temperature is lower than 56°C and stops at a temperature of 60°C.

The space heating control is equal to the domestic hot water control, with a temperature sensor located in layer 7, a set point of 35°C and a dead-band of +1°C/+5°C.

The domestic hot water always has priority to space heating. In these simulations no clock is installed in the controller to limit domestic hot water operation to certain hours. Both space heating and domestic hot water controllers are always activated.

3.5 Evaluation criteria

The system performance is evaluated by comparing the seasonal performance factor, taking into account all electrical users in the system (heat pump compressor, solar collector pump, heat pump circulation pump and ground loop circulation pump):

$$SPF = \frac{Q_{SH} + Q_{DHW} (kWh_{therm})}{P_{compr} + P_{circulators} (kWh_{elec})} \quad (1)$$

Additionally, a parameter ‘Availability’ checks the time the system can provide domestic hot water at the required temperature level, as an indicator for user comfort. Space heating demand is always met in the different simulation runs, which means that thermal comfort is always supplied. Therefore, this criterion is not evaluated further on.

Table 3: Hydraulic connection and control parameters adaptations towards improved system performance

Adap- tation	Lay-out of combi-storage tank					
	Heat pump to DHW-layer		Heat pump to SH-layer		Tank to SH	
	Layer in – Layer out	Volume (l)	Layer in – Layer out	Volume (l)	Layer in – Layer out	Volume (l)
Ref.	12-8	216	4-1	176	7-4	161
1.	12-8	216	4-1	176	7-4	161
2.	12-8	216	7-4	161	6-4	121
3.	93%-59% 12-8	216	52%-30% 7-4	161	43%-25% 6-4	121
4.	93%-59% 12-8	216	52%-30% 7-4	161	43%-25% 6-4	121
5.	93%-71% 12-9	176	52%-30% 7-4	161	43%-25% 6-4	121
6.	93%-78% 12-10	135	52%-30% 7-4	161	43%-25% 6-4	121

3.6 Hydraulic connection, control and simulation parameters

In different steps the system performance is increased by adapting hydraulic connections and control parameters.

1. Correcting a control error where the heat pump was set ON with an OR-function on SH and DHW requirements but was set OFF with an AND function on SH and DHW set point. The layer control was adapted from one-layer dead-band control to two-layer set point control
2. Creating a cold zone at the bottom of the storage tank by reducing and moving the space heating volume to layers 7-4 (161 l instead of 296 l)
3. Space heating storage with heating curve control instead of a fixed setpoint
4. Lowering domestic hot water set point from 55°C tot 50°C
5. Reducing the domestic hot water volume to layers 9-12 (176l instead of 216l)

6. Reducing the domestic hot water volume to layers 10-12 (135l instead of 216l)

Table 3 shows these steps with their impact on the buffer volumes.

4. DISCUSSION AND RESULT ANALYSIS

4.1 General overview

In a general overview, the different adaptations clearly show an important increase in system seasonal performance (Figure 6). The SPF of the system increases from 3.72 to 5.56, while no changes are made to the size of the major system components, such as the solar thermal collector area or the storage volume. Only hydraulic connections and control parameters are changed.

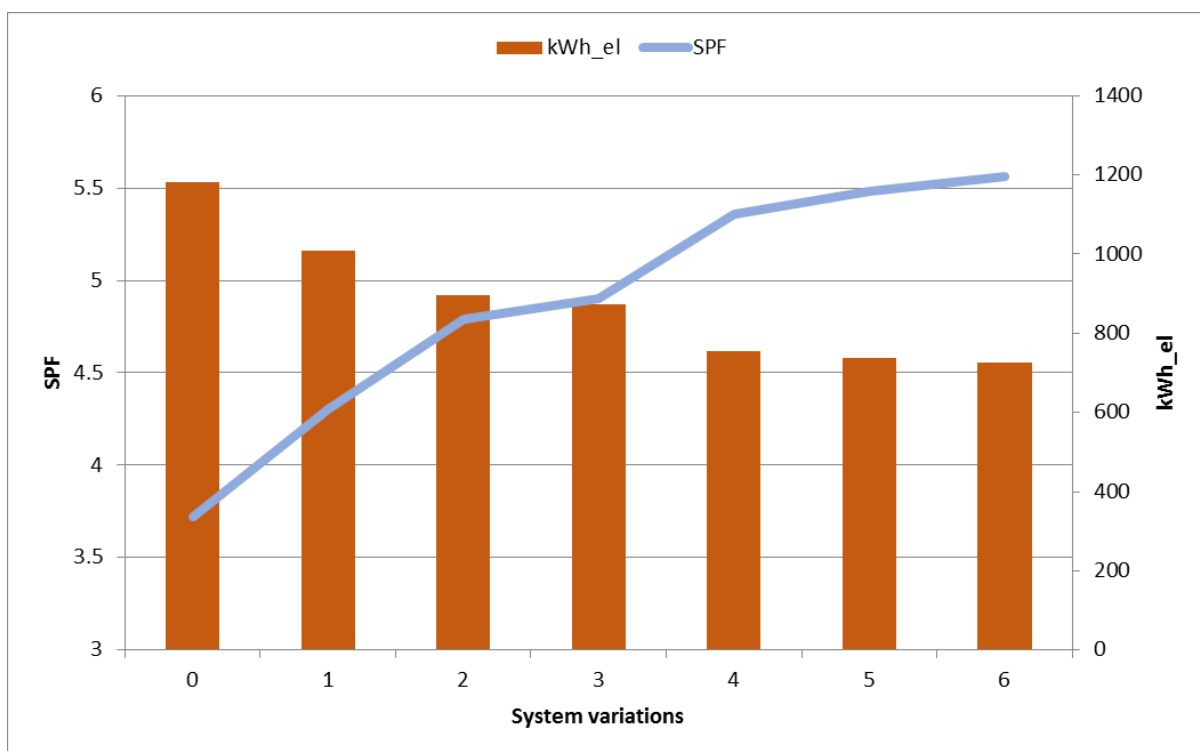


Figure 6: General overview of the simulation results, showing SPF and systems electrical energy use

It is interesting to go through the different steps to explain the cause of the changes in system behaviour.

4.2 Step 1: fixing erroneous control

In the reference system, the control logic had an important logical error where SH or DHW operation from the heat pump was switched on when the one of the set point values was trespassed (OR-function). However, the heat pump operation was only switched off when both SH and DHW set point values were satisfied. This means that the storage volume was always heated to DHW set point value (DWH switches off at 60°C in layer 12) even if SH operation was switched on: SH is required when layer 4 drops below 36°C and should switch off when layer 4 reaches 40°C, but due to the logical error in the control, the heat pump only switches off when layer 12 reaches 60°C.

This means the the whole storage volume is heated because in SH-operation the heat pump injects in layer 4 and ejects from layer 1.

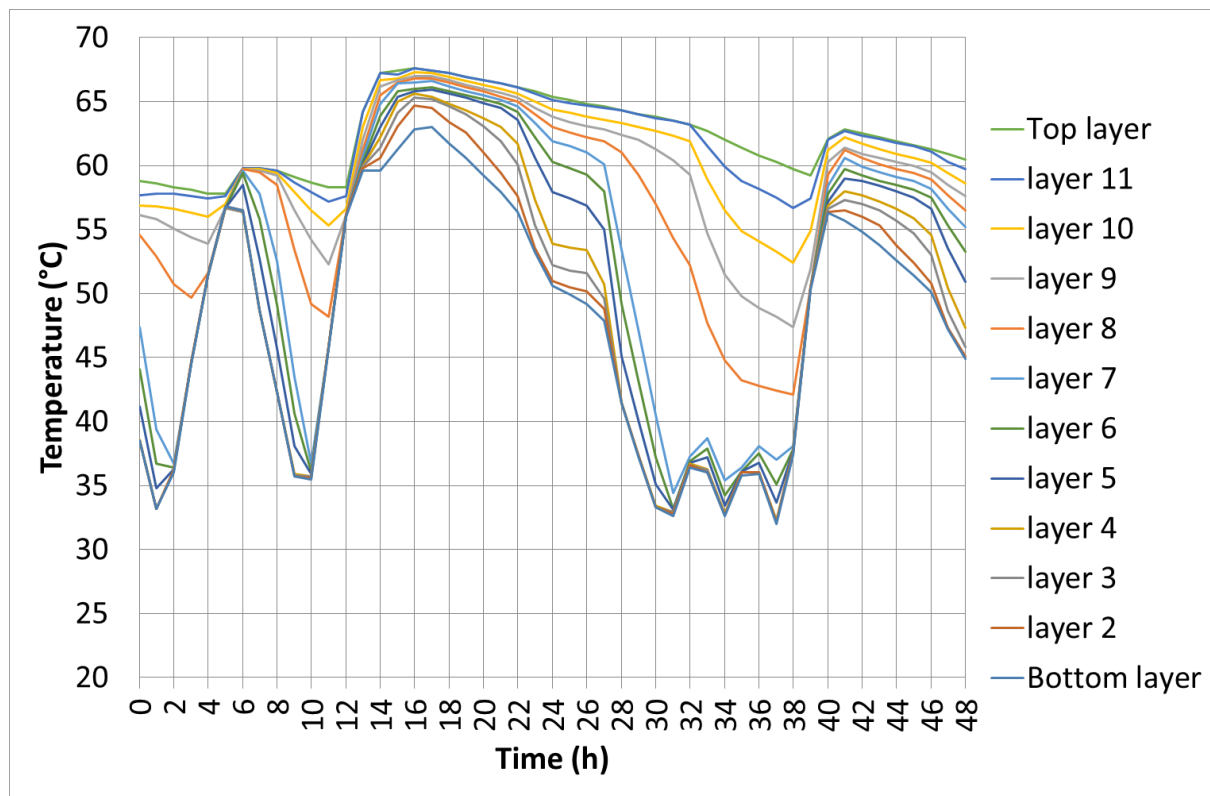


Figure 7: Storage tank temperature levels with wrong control logic in the reference system

Figure 7 shows that at hour 1 the SH set point is trespassed (layer 4 drops below 36°C), while the DHW set point criterion was satisfied (layer 12 is above 56°C) and that the whole storage tank is heated up afterwards until layer 12 reaches 60°C at hour 6. Together with this adaptation, in this first adaptation the heating control of either DHW- and SH-layers is changed. Where in the reference system the one-layer dead-band control was applied, now the two-layer set point control is installed. This means that two temperature sensors are installed, one in the upper layer of the specific tank volume and one in the lower layer (respectively layers 12 and 8 for DHW and layers 4 and 1 for space heating). If the upper temperature sensor reading drops below the set point, the heatpump starts heating that part of the tank volume, until the lower temperature sensor reading is higher than the lower set point temperature. This ensures that the whole reserved storage volume is heated up by the heat pump, while in the reference system the implemented dead-band was not always able to do this in all circumstances. It does however imposes the use of two temperature sensors per heat pump operation mode (SH or DHW).

These measures show the importance of correct control implementation: the system SPF increases from 3.72 to 4.30, while the systems electrical consumption drops with 14.7% from 1182 kWh to 1008 kWh.

4.3 Step 2: Reducing SH volume and ensuring cold storage volume for solar heat exchanger

In the reference system, the upper part is heated for domestic hot water (DHW), while the lower part of the tank is kept warm by the heat pump-to-space heating (SH) connection which

is located at the bottom of the tank. Therefore, the heat exchanger (HX) of the solar thermal collectors always ‘sees’ warm water, hampering solar heat to be stored in the storage tank.

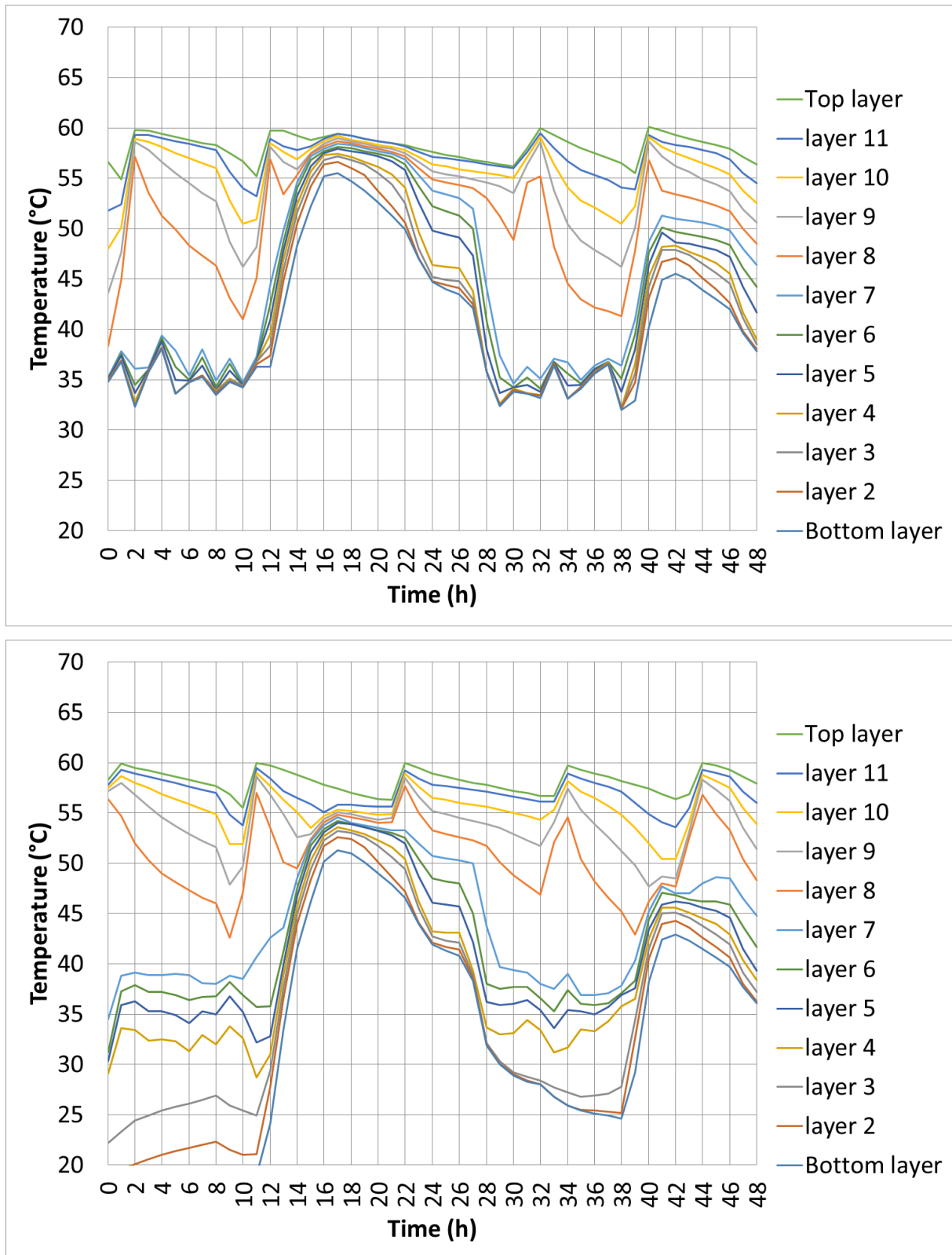


Figure 8: The effect of reserving cold storage for the solar heat exchanger on the temperature profile in combi-storage tank on February 5-6 (Top figure-without cold volume; bottom figure-with cold volume)

This is solved in the second adaptation (first hydraulic adaptation), where the lower part of the tank (layers 1 to 3, 135 litre or 26% of the storage volume) is kept cold for the solar collector heat exchanger.

The amount of reserved storage volume for space heating is reduced from the volume in layer 7 to 1 to the volume in layers 7 to 4 (296 l to 161 l).

Figure 8 shows the effect adaptation step 2 has on the temperature profile in the combi-storage tank on two typical winter days, where both days have an important amount of solar radiation. The upper part of Figure 8 shows the result for the system 1, while the lower part for the adapted hydraulic lay-out. The average tank temperature lowers, while more solar heat has been stored: 17.0 kWh instead of 15.4 kWh, or an increase of 10%. On an annual base, the solar fraction (this is the share of solar heat in the whole heat demand) increases from 45.2% to 45.7 %. Although the annual impact is rather limited, the example of Figure shows the impact on colder days with limited solar radiation. On these days, the system is able to capture more solar heat, which reflects in an SPF increase from 4.30 to 4.79, with a corresponding decrease in electrical energy consumption of 11%. Note that the increase in SPF is not only caused by an increased share of solar heat, but also by a decrease of storage losses with 2% and mostly by a more efficient heat pump operation due to the lower overall storage temperatures: the SPF(only heat pump) increases from 3.5 to 3.9.

This measure does not influence the availability of domestic hot water, nor the heat supply for space heating.

4.4 Step 3: Heating curve control

In the 3rd adaptation, the temperature control for the space heating layer is adapted from fixed temperature control (at 35°C) to heating curve control. This further reduces the average temperature of the storage tank and increases the SPF to 4.90. The storage tank losses reduce with another 4% and the SPF(heat pump only) increases to from 3.9 to 4.3.

4.5 Step 4-6: Domestic hot water temperature and volume

In the last three steps, the parameters of the domestic hot water part are adapted. First, the temperature set point is reduced from 55°C to 50°C. This increases the SPF to 5.36. By reducing the storage volume for domestic hot water in the last two steps, the system-SPF eventually ends up to be 5.56. For this last system, the SPF(heat pump only) eventually is increases up to 4.7, the solar fraction becomes 48.7% and the storage heat losses are 6% lower than after the second adaptation, where the cold volume for the solar collectors was introduced.

Two remarks should be made for this last adaptation. The temperature setting of 55°C was originally chosen in the project, to prevent the growth of legionella bacteria, although this is not specifically requested by law for residential applications (in Belgium). Reducing the set point temperature to 50°C increases the risk of bacteria growth.

Furthermore, by reducing the storage volume for domestic hot water, the availability of DHW decreases to a small extent, certainly in winter months with a low solar irradiation (Figure 9).

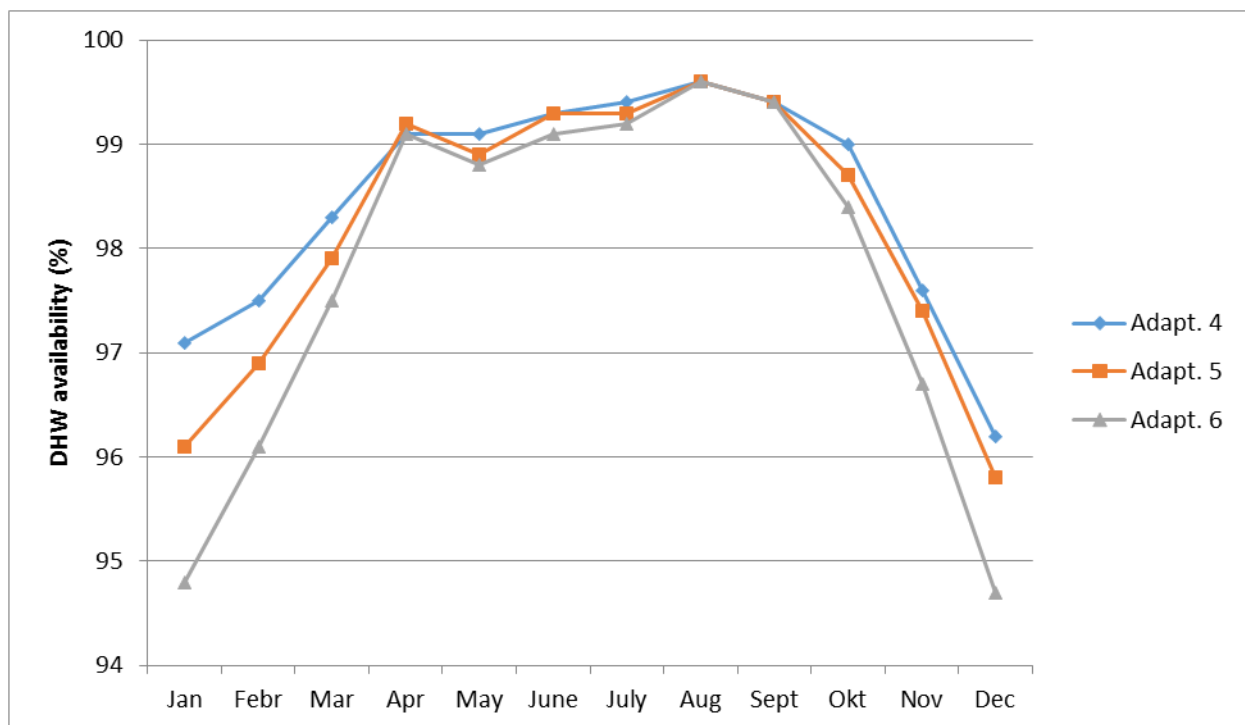


Figure 9: Availability reduction by reducing the domestic hot water storage volume

Therefore, this measure of reducing the domestic hot water storage volume should be introduced with care, because the comfort is also decreasing. The system performance results should not be evaluated without also evaluating the delivered comfort.

5. CONCLUSION

Where typical simulation studies focus on parameter analysis and optimal design or control issues, this paper demonstrates that a huge gain is to be found in a correct control and design of the storage tank and its hydraulic connections. The simulation study clearly shows the important impact the storage tank has on the overall system performance. With equal system design parameters such as heat pump power, solar thermal collector area and storage volume, the seasonal system performance factor is increased from 3.72 in the reference system to 5.56 in the best tuned system. This is achieved merely by changing the hydraulic connections of the storage tank, by adapting the reserved storage volumes for the solar heat exchanger, for space heating and for domestic hot water and by changing the controller settings and adapting the temperature control.

The design and installation guidelines that arise from these results are the importance to have a cold volume in the storage tank in order to optimally benefit from the solar thermal collectors (which have a substantially higher performance factor than the heat pump), to avoid mixing of the different storage layers at different temperatures and to reduce the high temperature storage volume as much as possible. This last measure should be implemented with care in order to avoid a decrease in delivered comfort and to avoid the growth of bacteria due to lower storage temperatures.

From these results, it must be concluded that high quality and high performance of a solar heat pump system not only depends on system parameters such as the installed solar collector square metres, the COP of the heat pump or the volume of the storage tank, but also on installation related aspects, such as the hydraulic connections and controls of the storage tank. This is an important conclusion for integrated system suppliers, but evenso for quality label

schemes which have the ambition of increasing confidence in the performance of these kind of systems.

6. REFERENCES

Dott R., Haller M.Y., Ruschenburg J., Ochs F., Bony J.; 2013; The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 - Part B: Buildings and Space Heat Load - A technical Report of Subtask C - Report C1 part B; Institut Energie am Bau - Fachhochschule Nordwestschweiz, IEBau - FHNW, Muttenz, Switzerland; September 6, 2013

Goovaerts L., Verheyen J., Van Aken D., Veeken J. and Sourbron M., 2014, Thermische zonnecollectoren en warmtepompen werken samen?, Power Pro Magazine, September 2014

Haller M., Haberl R., Mojic I. and Reber A., 2013, IEA SHC Task 44/HPP Annex 38, Hydraulic Integration of Heat Pumps with Combistores, International Symposium, Combined solar thermal and heat pump systems, for residential applications, April 8 2013

Henning H.-M., Miara M.; 2008; Systems using solar thermal energy in combination with heat pumps – 1st concept paper; 64th ExCo meeting; Winterthur, Switzerland; November 19-21

McCorry M., Jones G.Ll. (eds), 2011, Geotrainet Training Manual for Designers of Shallow Geothermal Systems, Geotrainet, European Federation of Geologists, Brussels.

7. ACKNOWLEDGEMENTS (IF APPLICABLE)

This research is conducted in the framework of the IWT-TETRA project ‘SolarHeat’. The authors greatly acknowledge the financial support of IWT, the Flemish government agency for Innovation by Science and Technology, and of the collaborating companies of this research project (list is available at <http://zon-warm.lessius.eu>).

Thermische zonnecollectoren en warmtepompen werken samen?

Thermische zonnecollectoren en warmtepompen kunnen samenwerken, maar hoe werkt zo'n gecombineerde installatie precies? Leen Govaerts, Jan Verheyen, Dries Van Aken, John Veecken en Maarten Sourbron van de vakgroep Thermotechniek aan de faculteit Industriële Ingenieurswetenschappen van de KULeuven geven meer uitleg.

Een woning heeft (vaak) verwarming nodig en sanitair warm water moet geproduceerd worden. Thermische zonnecollectoren vangen zonnestralen op en geven die energie af in de vorm van warmte. Warmtepompen onttrekken warmte uit een omgevingsbron op lage temperatuur (bodem, buitenlucht, grondwater) en geven die op een hogere temperatuur af in de woning. Als het aanbod van warmte, via de zonnecollectoren en warmtepomp, de vraag aan warmte voor verwarming en sanitair warm water dekt, is de klus van de installateur warmte-technieken geklaard.

Maar hoe ziet zo'n gecombineerde installatie eruit? Welke dimensioneringsregels moeten gevolgd worden voor de verschillende componenten, hoe worden ze gekoppeld aan elkaar en hoe wordt de regelaar ingesteld die een goede werking in alle omstandigheden moet garanderen? In het IWT-TETRA-project ZonWarm worden enkele installaties onder de loep genomen en wordt aan de hand van dynamisch-thermische simulaties het effect van installatieconcepten en parametervariëaties onderzocht.

Verschillende warmtebronnen werken samen

Om de installatie te ontwerpen moeten eerst de eigenschappen van de warmtevraag en van de warmteproductie gekend zijn.

De gevraagde hoeveelheid warmte moet in de juiste hoeveelheid, op de juiste temperatuur en op het juiste moment geleverd worden door de installatie. Voor Sanitair Warm Water (SWW) is door het gepiekte verbruik een hoog vermogen nodig en een relatief hoge temperatuur van 45 tot 60°C. Verwarming kent doorheen de dag een constantere warmtevraag op een lagere temperatuur van 25

tot 45°C. Door de betere woningisolatie daalt bovendien de jaarlijkse benodigde hoeveelheid warmte, terwijl de vraag naar sanitair warm water constant blijft.

De thermische zonnecollectoren (TZC) of de warmtepomp (WP) produceren de benodigde warmte. Zij gebruiken als energiebron de zon en een warmtebron op lage temperatuur zoals typisch de bodem of de buitenlucht. In tegenstelling tot een ketel met fossiele brandstoffen (weliswaar gekoken vanuit het standpunt van de installatie) is de bruikbare hoeveelheid energie beperkt, hebben deze energiebronnen geen onbeperkt vermogen, en is deze energie, in het geval van de zon, niet op elk moment beschikbaar. Dat bemoeilijkt het ontwerp en de regeling van de installatie sterk.

De prestatiefactor

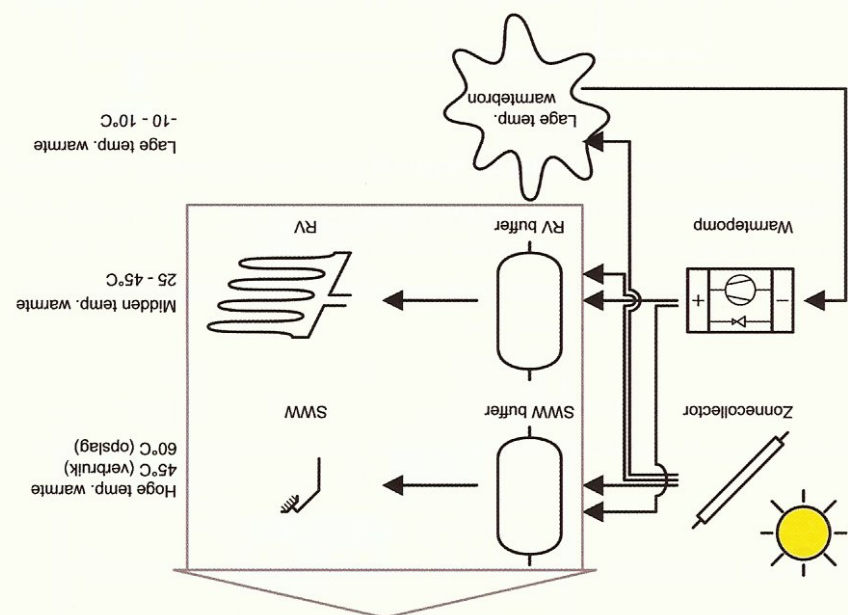
Bij voorkeur moet de installatie de thermische zonnecollectoren gebruiken en als hun energie onvoldoende is in hoeveelheid of temperatuur, kan de warmtepomp bijspringen. De prestatiefactor, die de verhouding geeft tussen de geleverde warmte en de hoeveelheid elektriciteit die nodig is om de installatie te laten draaien, bepaalt deze volgorde. De thermische zonnecollectoren hebben een prestatiefactor die kan oplopen tot 250 of meer. Dit wil zeggen dat voor 1 kWh elektrisch pompverbruik, 250 kWh warmte wordt geleverd. De metingen van



Energie bufferen?

een reële installatie in het project bevestigen dat dit mogelijk is, alhoewel ook prestatiefactoren van 50 of zelfs maar 7 zijn opgemeten. Een correct installatie-ontwerp, -uitvoering en -regeling zijn dus cruciaal om het pompverbruik te beperken. De warmtepomp anderzijds heeft prestatiefactoren die typisch liggen tussen 3 en 5, afhankelijk van het type warmtepomp. Ook hier hebben ontwerp, uitvoering en regeling een grote invloed op de uiteindelijke prestatie van de warmtepomp.

De typische gepikte warmtevraag aan hoog vermogen van het sanitair warm water maakt, in combinatie met thermische zonnecollectoren en een warmtepomp, een thermische buffer noodzakelijk. Wanneer de thermische zonnecollectoren de temperatuur onvoldoende kunnen opvoeren voor sanitair warm water, door een te zwakke zoninstraling, kunnen ze mogelijk nog wel warmte leveren voor de ruimtever-

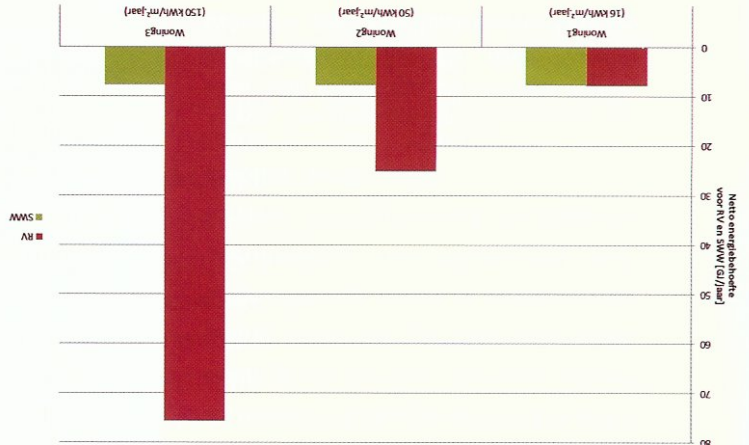


De 'warmte-aanbieders' thermische zonnecollectoren en warmtepomp leveren warmte op twee temperatuurniveaus aan de 'warmte-vragers' Sanitair Warm Water en RuimteVerwarming.

warming. Omdat ook hier zelden vraag en aanbod gelijkijdig zijn, zal ook een thermische buffer voor ruimteverwarming nodig zijn. Soms zal die al aanwezig zijn om een goede werking van de warmtepomp te garanderen. De buffers voor SWW en RV kunnen eventueel gecombineerd worden in een gezamenlijk combi-buffer (zoals in de figuur hieronder). De metingen tonen aan dat reële installaties seizoensprestatiefactor-waarden van 5 en zelfs meer dan 6 halen bij dergelijke systemen, waarbij de thermische zonnecollectoren 30% tot 40% van de energie voor sanitair warm water en ruimteverwarming leveren.

Maar een thermische buffer verliest ook warmte. Zeker wanneer de energievraag kleiner wordt (zie Woning 1 uit het voorgaand schema of wanneer de warmtevraag in tussenseizoenen klein is), kan het aandeel van het bufferverlies groot worden. Metingen op reële installaties van het ZonWarmpro-ject hebben energieverliezen van 7% tot meer dan 40% opgeleverd. Dit laatste treedt op wanneer de installatie op deellast werkt en de thermische buffer op temperatuur gehouden wordt voor slechts een kleine energievraag. Overdimensionering van de buffer moet dus absoluut vermeden worden en de installateur moet aandacht schenken aan een correcte isolatie van de aansluitingen tussen buffer en leidningen.

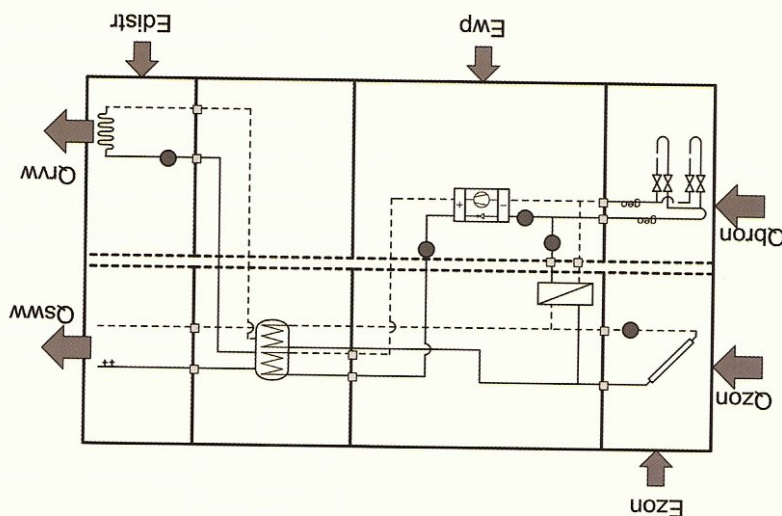
Ook de positie van de hydraulische aansluitingen en de temperatuurvoelers die de regelaar aansturen, hebben een grote impact op de systeemprestatie. Fout positionering zorgt voor menging van de verschillende temperaturniveaus waardoor bijvoorbeeld de thermische zonnecollectoren hogere temperaturen zien in het buffervat en dus minder energie kunnen leveren. Daardoor moet de warmtepomp aan hogere afgifte-temperaturen werken met een lagere prestatie tot gevolg.



Netto energiebehoefte voor RV (Ruimteverwarming) en SWW (Sanitair Warm Water) voor drie referentiewoningen uit het ZonWarm-project

Een simulatieanalyse van dergelijke aansluitingen toont aan dat dit de seizoensprestatiefactor met 1,0 kan doen dalen.

Wanneer het temperatuurniveau van de thermische zonnecollectoren nog te laag is voor ruimteverwarming of de thermische buffers opgeladen zijn, kan bij een bodem-water warmtepomp overwogen worden om de bodemplussen te regenereren. Hierdoor stijgt de temperatuur van de bodem, wat de prestatiefactor van de warmtepomp ten goede komt. Door de te lage meetfrequentie bij de reële installaties was het moeilijk om hierover vanuit het ZonWarmproject concrete uitspraken te doen: van één installatie werd bij een 7 uur durende regeneratieperiode een prestatiefactor van 70 gemeten. De impact van deze energie-injectie



Principeschema van een ZonWarm-installatie met SSW- en RV-ondersteuning en met regeneratie door de thermische zonnecollectoren (Q: thermische energiestromen, E: elektrische energiestromen)

Over IWT-TETRA ZonWarm

Het ZonWarm project (<http://zon-warm.lessius.eu/>) loopt in samenwerking met de volgende bedrijven en partners:

ACV Belgium, Baxi, Buderus, Daikin, Eco Heating, Ecompany, Elco, Energieconcepten, IZEN Energy Systems, Lambrechts, Thermoduct, MINI Energietechniek, Nathan, Nibe, Ra-collectoren, Sanutal, Stibel Eltron, Thercon, Van Rompaey en Viessmann; de Sectorassociatie voor Thermische Zonne-energie en Zonnecollectoren (Belsolar), European Heat Pump Association (EHPA), Overlegplatform voor Energieledeskundigen (OVED), Vlaams Elektro Innovatiecentrum (Tecnolec), Vlaams Energieagentschap (VEA), Vlaamse Confederatie Bouw (VCB), Vlaamse Instelling voor Technologisch Onderzoek (VITO), Warmtepomp Platform (WVP) en het Wetenschappelijk en Technisch Centrum voor het Bouwbedrijf (WTGB)

Eenvoudige en robuuste systeemconcepten

van 70kWh en bijhorende bodemtemperatuurstijging van ongeveer 1°C op de prestatie van de warmtepomp is moeilijker te becijferen. Simulatiestudies wijzen uit dat regeneratie de prestatiefactor met 0,2 kan doen stijgen. Een negatieve impact is echter ook mogelijk bij een slechte inregeling van de debieten. In dat geval zal de circulatiepomp die nodig is voor de regeneratie meer verbruiken dan dat het warmtepompverbruik zal dalen door de hogere prestatiefactor.

Het inzetten van thermische zonne-energie voor zowel sanitair warm water productie als voor ondersteuning van de ruimteverwarming blijft een positieve impact op de prestatie van de totale warmtepompinstallatie te hebben. Regeneratie van de bodem met zonnewarmte heeft echter een minder duidelijk effect. Net zoals vaak het geval is, zijn ook deze installaties gevoelig aan fouten bij ontwerp, plaatsing en inregeling, met een aanzienlijke impact op de systeemprestatie als gevolg. Eenvoudige en robuuste systeemconcepten zijn duidelijk te vertekenen boven ingewikkelde installaties met complexe regelingen, waarbij secundaire effecten gemakkelijk over het hoofd gezien worden. De steeds verdere daling van de energievraag (voor ruimteverwarming), maakt de aandacht voor warmteverlies van bijvoorbeeld buffervaten of ongeïsoleerde leidingdelen absoluut noodzakelijk.

Auteurs: Leen Goovaerts, Jan Verheyen, Dries Van Aken, John Veecken, Maarten Sourbron, KU Leuven-Technologische Campus De Nayer, Faculteit Industriële Ingenieurswetenschappen, Vakgroep Thermotechniek, Maarten.Sourbron@kuleuven.be



DIRK VAN DE WYNCKEL
Bouwunie Technieken

p. 8

"Credibiliteit technicus verhogen
door financiële stimuli"



ALAIN BRACQ
Zaakvoerder Bracq Alain & Co.

p. 10

"Efficiënte workflow is basis
om tijd en geld te besparen"



THOMAS NOWAK
Secretaris-generaal EHPA

p. 15

"Signalen beloven gouden toekomst
voor de warmtepomp"



Op zoek naar
een partner die
zich ook in allerlei
bochten wringt?

zie p. 55



IN DIT NUMMER



Er is ontegensprekelijk een distinctie tussen een ketel en een warmtepomp. In hoofde van heel wat installateurs wordt dat verschil echter gepercipieerd als een onoverwinnelijk obstakel om zich aan de installatie van een warmtepomp te wagen. Wil men zich wapenen voor de toekomst, dan is het van essentieel belang dat men durft te anticiperen. Ondanks het relatief kleine aandeel actieve warmtepompinstallaties in België geven diverse signalen namelijk aan dat ook ons land zich zal moeten schikken naar de streefdoelen van Europa.

Philip Viane



SECTORNIEUWS.....4

Nieuwtjes en feiten uit de sector

CREDIBILITEIT TECHNICUS VERHOGEN DOOR FINANCIËLE STIMULI.....8

De Vlaamse installatiesector heeft vertrouwen in de energiezuinige technieken voor de toekomst. Met name warmtepompen en zonneboilers kennen het meeste succes, naar verwachting volgt er een stijging in verkoop



EFFICIENTE WORKFLOW IS BASIS OM TIJD EN GELD TE BESPAREN.....10



Kostenbesparend werken is tegenwoordig een alom bekende strategie in elke onderneming. Het is echter niet de filosofie die Alain Bracq, zaakvoerder van Bracq Alain & Co., hanteert

SIGNALEN WIJZEN OP GOUDEN TOEKOMST WARMTEPOMPEN.....15

In het kader van onze jaarlijkse Warmtepomp Special vroegen we secretaris-generaal EHPA Thomas Nowak naar de belangrijkste evoluties, de haalbaarheid van de toekomstige doelstellingen, en de strategie die centraal staat binnen de beleidsarena in Brussel



EUROPA EN DE WARMTEPOMP.....19



Zes landen staan in voor ± 80% van de in totaal 77,8 TWh door warmtepompen geproduceerde hernieuwbare energie in Europa. Met 1,06 TWh neemt België iets meer dan 1% voor zijn rekening

GEOTHERMIE IN OPMARS [DEEL 1].....28

Overzicht van systemen voor energiezuinige verwarming en koeling via aardwarmte

MARKTOVERZICHT LUCHT-WATERWARMTEPOMP.....32

Nieuwigheden op de warmtepompmarkt

HOE GELUIDSHINDER VENTILATIE VOORKOMEN [DEEL 2].....40



Niet iedereen weet hoe het goed moet. Enkele simpele aanwijzingen volgen maakt nochtans al een wereld van verschil

EXTRA WERK GENEREREN DOOR CAMERA-INSPECTIE.....45



Een inspectiecamera toont snel de aard en de locatie van het probleem, waardoor het efficiënt en met een minimum aan ergernissen kan worden opgelost

BUILDUP SCHEPT VERHELDERING ROND LUCHTDICHT BOUWEN.....48



Op donderdag namiddag 25 september verzamelden ruim 200 bouwprofessionals in het congres- en meetingcomplex '3 Square Village' in Zwijnaarde (Gent) voor een inspirerend event rond luchtdicht bouwen. De organisatie lag in handen van Professional Media Group, uitgever van o.a. uw vakblad

PRODUCTINFO.....57

Nieuwigheden op de markt

IWT ZONWARM



BETERE PRESTATIES MET COMBINATIE WARMTEPOMP-ZONNEBOILER.....24

Drie jaar geleden werd het project 'ZonWarm' opgestart door een onderzoeksteam van KU Leuven. Het team zocht een antwoord op de vraag: 'Wat is de meerwaarde van een zonneboiler op een installatie die reeds een warmtepomp bevat?'

PLT-LEIDINGEN



NIEUWE TECHNOLOGIE VOOR GASLEIDINGEN.....37

De nieuwe generatie plooibare, gegolfde metalen buizen in roestvast staal, "pliable tube" of PLT, zal het plaatsen van gasbuizen aanzienlijk vereenvoudigen. Verschillende fabrikanten bieden volgens de norm goedgekeurde materialen aan

BEURZEN



BATIBOUW 2015
26/02/15 – 08/03/15
Brussels Expo (Brussel)

ISH
10/03/15 – 14/03/15
Messe Frankfurt – Frankfurt (Duitsland)

VAKBLAD SANILEC

is een uitgave van
Professional Media Group
Torhoutsesteenweg 226/26, 8210 Zedelgem
Tel.: 050/24.04.04 - Fax: 050/24.04.45

PERIODICITEIT

Sanilec verschijnt 9 x per jaar

ABONNEMENTEN

Tel.: 050/24.04.04 - Fax: 050/24.04.45
Jaarabonnement: 90 EUR (excl. btw) = 9 nummers
Intekenen via sanilec.pmg.be
of mail naar abo@pmggroup.be

REDACTIE

Directeur-uitgever Andy Noyez
Hoofdredacteur tech. magazines Bart Denys
Bladmanager Philip Viane
Kernredactie Stefan Acke - Bart De Moor
Bart Desanghere - Zoé Philippart - Elise Raucy
Nick Vanderheyden - Valerie Verkain
Eindredactie
Mike De Craene - Nils Rauwoens
Medewerkers Jan De Naeyer - Bart Thomas
Redactieraad K. Beenaerts - K. Brems
R. Debryne - D. Degros - K. De Souter
R. Onkelinx - C. Ottevaere - R. Praets
J. Vanaken - F. Van De Vivere

REALISATIE

Grafische vormgeving
Pascal Cloeys - Axelle Vereecke
Publicitair materiaal
Johan Teerlinck - Eva Seurinck - Ann Everts
Heidi Coussens - Nancy Priem
Drukkerij
Geers - Oostakker
PUBLICITEITSREGIE
PM Regie nv Ludwig Hautekeete
P/A Torhoutsesteenweg 226/6,
8210 Zedelgem
Tel.: 050/24.04.04
Fax: 050/24.04.45

Verantwoordelijke uitgever

Fernand Vanrie
Zeeweg Zuid 5, 8211 Aantrijke

Version française sur simple demande.

Dit vakblad is auteursrechtelijk beschermd. Wens u artikels te scannen, digitaal op te slaan, te kopiëren, commercieel of didactisch te gebruiken? Informeer u eerst over wat toegelaten is bij dr. Fernand Vanrie, Torhoutsesteenweg 226/2, 8210 Zedelgem, tel.: 050/24.04.04.
Meer informatie op "www.presscopyrights.be"



BETERE PRESTATIES MET COMBINATIE WARMTEPOMP-ZONNEBOILER

MEERWAARDE BODEMREGENERATIE MINDER DUIDELIJK

Drie jaar geleden werd het project 'ZonWarm' opgestart door een onderzoeksteam van KU Leuven. Het team zocht een antwoord op de vraag: 'Wat is de meerwaarde van een zonneboiler op een installatie die reeds een warmtepomp bevat?' Na afloop zijn de onderzoekers unaniem: "Zonnecollectoren vormen wel degelijk een energiezuinige aanvulling op warmtepompen, zowel voor sanitair warm water, uiteraard, als voor ruimteverwarming. Regeneratie van de bodem met zonnewarmte, daarentegen, heeft een minder duidelijk effect."

Door Nick Vanderheyden



V.l.n.r.: John Veeken, Dries Van Aken, Leen Goovaerts en Maarten Sourbron, die het project 'ZonWarm' onlangs beëindigden, naast Raf Janssens uit Noorderwijk

PROJECT ZONWARM

Het IWT-Tetra-project 'ZonWarm' werd in september 2011 opgestart en liep af op 31 juli 2014. In die periode werden zongekoppelde warmtepompinstallaties die instaan voor de productie van sanitair warm water (SWW) en/of ruimteverwarming (RVW), onder de loep genomen. Het project was een initiatief van het onderzoeksteam van KU Leuven, Faculteit Industriële Ingenieurswetenschappen, technologie-campus De Nayer, Vakgroep Thermotechniek en verschillende thermotechnische bedrijven en organisaties, met financiële steun van IWT (het Agentschap voor Innovatie door Wetenschap en Technologie).

ZES VERSCHILLENDE INSTALLATIES

Sinds de start werden er drie verschillende paden gevolgd. Twee installaties stonden opgesteld in het thermotechnische labo van campus De Nayer in Sint-Katelijne-Waver. Daarnaast werden er vier installaties op locatie geselecteerd om metingen in realistische omgevingen uit te voeren. Daarbovenop voerde het team ook thermodynamische simulaties uit in de simulatiesoftware Polysun van de verschillende installaties.

Doel installaties labo

Het initiële doel van de labo-opstellingen: nauwkeurigere metingen uitvoeren onder gecontroleerde omstandigheden

ten opzichte van de metingen op locatie.

"Maar uiteindelijk bleken de metingen in de labo's gelijkaardig aan de metingen in de gebouwen", vertelt Maarten Sourbron, coördinator van het project ZonWarm. "Ook waren de mogelijkheden om in het labo de warmte gecontroleerd af te geven, beperkt." Aangezien de labo-opstellingen slechts een ondersteunende rol toegediend kregen, vormden ze geen beperking in het onderzoek. "Het meeste belang hechten we aan de resultaten in reële installaties, hieruit leren we uiteindelijk ook het meest."

Doel installaties op locaties

Op de verschillende locaties kreeg het team een reëel beeld van hoe

een zongekoppelde warmtepomp in een woning presteert. Via partners kwamen ze in contact met eigenaars van dergelijke installaties. Uiteindelijk werden er vier installaties geselecteerd: Betekom, Beverlo, Lede en Noorderwijk. Drie installaties daarvan maken gebruik van een geothermische warmtepomp, bij de vierde werd een lucht-watertype geïntegreerd. Andere verschillen liggen in de aard van de verwarming (SWW en/of ruimteverwarming), het type zonnecollector (vlakplaat of vacuümbuis) en het gescheiden of gecombineerde volume van het buffervat.

Doel simulaties

De simulaties, daar hielden onderzoekers Jan Verheyen en John Veeken zich in hoofdzaak mee bezig.

Aan de hand van de simulatiesoftware Polysun verifieerden ze in de eerste plaats de bestaande installaties, zowel in het labo als die op locatie. In tweede instantie werden de simulaties gebruikt om uit te zoeken welke parameters (verbruik huis, aantal m² zonnecollectoren, vereiste temperaturen ...) de grootste invloed hebben op de prestatie van het systeem, en om de installaties te optimaliseren, zodat er maximaal gebruik kon worden gemaakt van de zonneboiler. Het team ging uit van drie types huizen met een oppervlakte van 140 m²: een lage-energiehuis (16 kWh/m² per jaar), een huis dat voldoet aan EPB (50 kWh/m² per jaar), en een gerenoveerd oud huis (150 kWh/m² per jaar). Elke installatie werd gesimuleerd met zonnecollectoren van 5,2 m², 2,6 m² (50%) en 10,4 m² (200%).



Raf Janssens werkte mee aan het project met de warmtepompinstallatie van zijn huis in Noorderwijk. De omvang van de installatie maakt meteen duidelijk dat de man, als eigenaar van installatiebedrijf 4Technics, erg gepassioneerd is door zijn vak

TECHNISCHE GEGEVENS INSTALLATIE NOORDERWIJK

WARMTEPOMP	
TYPE	Verticale bodemwisselaar
VERMOGEN	15,1 kW (0 °C / 35 °C)
ZONNECOLLECTOR	
TYPE	Vacuümzonnecollectoren
ABSORBEROPPERVLAKTE	17 m²
HELLINGSGRAAD	30°
AZIMUTHOEK	15°
BUFFER	
TYPE	Gecombineerd
VOLUME	750 l
WONING	
K-PEIL	36
E-PEIL	67 (met 6 m² zonnecollectoren)
VERWARMDE OPPERVLAKTE	350 m²

WAT WORDT ER GEMETEN?

Om op de vraag van de meerwaarde van zonnecollectoren op installaties met een warmtepomp te kunnen antwoorden, moest het team uiteraard de nodige metingen uitvoeren. Leen Goovaerts en Dries Van Aken, die instonden voor het opvolgen van de metingen op locatie, leggen uit:

"Eigenlijk meten we alles:

- **het elektrische verbruik** van de warmtepomp plus alle pompen die ermee gestuurd worden, de pomp van de vloerverwarming en de pomp van de zonnecollectoren;
- **thermisch:** de warmte die van de bodem naar de warmtepomp gaat; van de warmtepomp naar het buffervat; van het buffervat naar de verwarming en het SVWW; van de zonnecollectoren naar het buffervat en naar de bodem (oftewel de regeneratie)."

"Voor elke installatie hebben we dus zo veel mogelijk metingen,

maar er bestaan ook standaardinstallaties waar bijvoorbeeld een boiler vat en warmtepomp in één toestel zijn gemonteerd. Het probleem daar is dat we geen metingen kunnen doen van wat er van de warmtepomp naar het vat gaat (zit samen). Zonder die meetresultaten kunnen we uiteraard geen vergelijkingen maken, laat staan conclusies trekken", besluit Goovaerts.

Metingen regeneratie

De energiewinst die de regeneratie van de bodem door zonnewarmte mogelijk met zich meebrengt, was een van de belangrijkste punten die het onderzoeksteam trachten te achterhalen.

"Wij gingen de verhouding na tussen de hoeveelheid energie nodig om een pomp te laten draaien voor regeneratie, en de energiewinst die de regeneratie opbrengt omdat de warmtepomp efficiënter werkt", zegt Sourbron.

"Het probleem was echter dat de periodes waarin regeneratie optreedt, veel te kort zijn om nauwkeurige metingen te doen." Leen Goovaerts bevestigt: "Afgaand op de meetresultaten, gebeurt de regeneratie enorm snel. In een halfuur tijd kunnen we al spreken van 10 kWh warmte die in de grond wordt gepompt. De reden ligt hier bij het buffervat dat tot 90 °C wordt opgewarmd. Op het dak hebben de zonnecollectoren daarna een temperatuur van 'maar' 100 °C en daarbovenop worden ze nog eens snel afgekoeld door het glycolwater uit de bodemplussen dat aan 15-16 °C wordt aangevoerd. Als resultaat zal de regeneratiepomp eigenlijk heel fel pendelen."

Te kleine temperatuurverschillen aan de grond

Er vormde zich nog een bijkomend probleem.

"Voor de metingen aan de grond werden er soms onrealistische getallen weergegeven", legt Goovaerts uit. "Na wat opzoeken bleek dat onze meter bij temperatuurverschillen kleiner dan 3 kelvin geen nauwkeurige meetresultaten meer garandeert. Het probleem in onze situatie is dat de temperatuurverschillen in de bodemplussen nooit groter zijn dan 2 kelvin, dat is trouwens overal het geval. Uit deze meetresultaten konden we bijgevolg geen accurate conclusies trekken."

ZONGEKOPPELDE INSTALLATIE NOORDERWIJK

Meest complete installatie

In dit stuk gaan we dieper in op de resultaten van het onderzoek op basis van de installatie in Noorderwijk. Het is de meest uitgebreide installatie van de vier. Ze bevat alle drie te onderzoeken elementen: zonnecollectoren voor

OPTIMALISEREN INSTALLATIE VERWARMING

Tijdens het project voerde John Veecken geregeld simulaties uit van de installaties volgens de labo-opstellingen, waarbij hij steeds uitging van de drie verschillende typen huizen. De man kreeg zo een goed beeld van factoren die de prestaties van een zongekoppelde warmtepompinstallatie beïnvloeden.

HYDRAULISCHE

AANSLUITINGEN EN POSITIES

"Bij hydraulische aansluitingen en temperatuurvoelers liggen de optimalisaties vaak voor het rapen", begint Veecken.

"Die zijn niet altijd correct of zijn fout gepositioneerd (in het buffervat). Een foute positionering zorgt voor een menging van de verschillende temperatuurniveaus, waardoor bv. de zonnecollectoren hogere temperaturen zien in het buffervat en dus minder energie kunnen leveren.

Als gevolg moet de warmtepomp aan hogere afgiftemperaturen werken, met een lagere performantie tot gevolg. Een simulatieanalyse van dergelijke, niet optimale aansluitingen toont aan dat dit de SPF met 1 kan doen dalen.

BESTURINGSTECHNISCHE VERBETERINGEN

Besturingstechnisch wist Veecken, samen met zijn collega-onderzoekers, de installaties verder te verbeteren. "We pasten onder andere het stroomverbruik van de pomp aan, werkten in op de positie van de stooklijn, optimaliseerden de boven- en ondergrens van de temperatuurinstellingen ...

RUIMTE LATEN ONDERAAN COMBIBUFFERVAT DOORSLAGGEVEND

Maar de meest doorslaggevende aanpassing in deze simulaties bleek de keuze om onderaan in het combi vat ruimte te laten voor koud sanitair water. "Dat gaf ons ruimte om zonnewarmte optimaal op te vangen en zo te voorzien in een gedeelte van de voorverwarming voor het warme tapwater. Op die manier ontstond er een mooie gelaagdheid in het buffervat met bovenaan het sanitair warm water (50-60 °C), in het midden het water voor de ruimteverwarming (25 °C-45 °C, geregeld via de stooklijn en afhankelijk van de buitentemperatuur) en onderaan de buffer voor koud sanitair water.



De uitbreiding van 6 m² thermische zonnecollectoren naar 17 m² in Noorderwijk leverde een daling van het elektriciteitsverbruik met 35% en een daling van het gasverbruik met 50% op



BIED HET NIEUWSTE OP HET GEBIED VAN ENERGIEBESPARING EN VEILIGHEID IN HUIS.

De Nest Learning Thermostat™ en Nest Protect: Smoke + Carbon Monoxide™ werken fantastisch samen, en zijn dus ook goed samen aan te bieden. Hiermee kun je je onderscheiden van de concurrentie en niet alleen nieuwe klanten binnenhalen, maar ook bestaande klanten beter van dienst zijn. Meld je nu aan en word kosteloos een Nest Pro. Je krijgt producttraining, persoonlijke VIP-ondersteuning, verkoop-tools, klantverwijzingen en nog veel meer.

Laten we samenwerken.

nest.com/pro

nest

Verkrijgbaar bij Van Marcke.





Dankzij de omvang van de installatie in Noorderwijk kan het onderzoeksteam alle metingen verrichten die het had gepland. Enkel de metingen bij de grond leverden foutieve resultaten op door het te kleine temperatuurverschil

SWW en RVW, en regeneratie. Ze is in hoofdzaak opgebouwd uit een geothermische warmtepomp, 17 m² aan vacuümzonnecollectoren, een gecombineerd buffervat en de eerder vermelde regeneratie.

Door het nieuwe concept van de installatie werd een condenserende gasketel als back-up geplaatst, maar die blijkt enkel in de winter nodig om het SWW op een hogere temperatuur te krijgen, en als bijverwarming voor een radiator van de badkamer. Als ondersteuning voor de vloerverwarming wordt de gasketel daarentegen niet gebruikt. Mits kleine aanpassingen kan een dergelijke installatie gemakkelijk zonder deze back-up werken. De eigenaar van de installatie blijkt een professional.

"Met 4Technics heb ik zelf een installatiebedrijf voor verwarming en koeling", verduidelijkt Raf Janssens. Niet verwonderlijk dus dat dit de meest complete installatie van de vier is.

"Uiteraard gaat deze installatie erg ver. Ik zou het mijn klanten bijgevolg niet meteen aanraden."

Van 6 naar 17 m² zonnecollectoren

"Bij de start van de bouw, in 2008, besloten we om 6 m² aan vacuümbuizen op het dak te leggen, puur als verwarmings-ondersteuning. Het bleek al snel een niet-rendabele opstelling.

"Het debiet dat de zonnecollectoren kon leveren aan het buffervat, was ruim onvoldoende om, naast de productie van SWW, ook nog RVW te ondersteunen. We zijn daarom op zoek gegaan naar oplossingen."

Twee vragen kwamen naar boven:

• **Hoeveel m² aan zonnecollectoren moet op het dak?**
De keuze viel uiteindelijk op 17 m². "Voornamelijk omdat we het gehele dakoppervlak wilden

benutten. We installeerden vervolgens twee velden van 6 m² en één veld van 5 m²."

• Hoe kan de overtollige warmte worden afgevoerd?

De oplossing: regeneratie van de bodem door zonnewarmte.

"Bij deze techniek wordt de overtollige warmte van de zonnecollectoren terug naar de grond gestuurd", weet Maarten Sourbron. "De grond warmt op, waardoor de warmtepomp efficiënter werkt en dus minder energie verbruikt om het water tot op een bepaalde temperatuur te brengen."

"Al was het bij deze installatie eerder als noodzaak dan als energie-efficiënte toevoeging", pikt Janssens in.

Energieplaatje klopt

Een goede beslissing, die verhoging van het aantal m² zonnecollectoren, bevestigt de vakman nog. "Het energieplaatje klopt. Sinds die aanpassingen is ons elektrische verbruik met 35% en het gasverbruik met 50% afgenomen."

CONCLUSIES

Nu het onderzoek onlangs werd afgesloten, weet het team enkele afgelijnde conclusies te trekken.

"Het gebruik van thermische zonne-energie in warmtepompinstallaties voor zowel de productie van het sanitair warm water als voor de ondersteuning van ruimteverwarming heeft wel degelijk een positieve impact op de prestatie van de totale warmtepomp-installatie", zo besluit Sourbron. "Regeneratie van de bodem met zonnewarmte heeft een minder duidelijk effect."

Meerwaarde zonnecollectoren bij SWW én ruimteverwarming

"Wat we wilden bereiken, hebben we volgens onze meetresultaten

bereikt. Vraagt het SWW geen warmte meer (wat het geval is, als het vat een temperatuur heeft van 90 °C), dan gaat er nog zonnewarmte naar de ruimteverwarming (oftewel de vloerverwarming).

Dat valt bijvoorbeeld op te maken uit de vergelijking van de installaties in Noorderwijk met diegene in Beverlo.

Bij de laatstgenoemde wordt zonnewarmte niet gebruikt als ondersteuning voor de ruimteverwarming en hebben ze een gemiddelde SPF van 4,5 (seizoenprestatiefactor die de verhouding weergeeft tussen de geleverde warmte en de hoeveelheid elektriciteit die nodig is om de installatie te laten draaien over een lange termijn).

In Noorderwijk, waar zonnewarmte wel gebruikt wordt voor ruimteverwarming, is de gemiddelde SPF 5,43, met pieken tot 8. De laatstgenoemde cijfers zijn daarbovenop onmogelijk met een warmtepomp alleen te halen."

Veel warmteverliezen door vat en leidingen

"Wat we wel overal zien, is dat een buffervat zo toch wel wat warmte verliest", merkt Sourbron nog op. "Onder meer als gevolg van niet-geïsoleerde leidingen. Vooral bij kleine of passiefwoningen, waar er weinig verwarmd moet worden, heeft dat een aanzienlijk nefast effect. De verliezen van zo'n buffervat zijn daar bij wijze van spreken bijna even groot als wat je effectief aan warmte aan het verbruiken bent. Metingen op reële installaties van het 'ZonWarm'-project hebben energieverliezen van 7% tot meer dan 40% opgeleverd.

Dit laatste treedt op wanneer de installatie op deellast werkt en de thermische buffer op temperatuur gehouden wordt voor slechts een kleine energievraag."

Overdimensionering vermijden

"Overdimensionering van de buffer moet dus absoluut vermeden worden en de installateur moet aandacht schenken aan een correcte isolatie van aansluitingen tussen buffervat en leidingen."

Elke extra m² zonnecollector brengt steeds minder op

In principe brengt elke extra m² zonnecollector steeds minder op. "Maar dat is bijvoorbeeld ook zo bij isolatie. Na 20 cm brengt dat eigenlijk niet veel extra meer op. Het doel moet hier dus zijn om de goede balans te vinden op basis van de warmteverliezen. Een correcte plaatsing van de isolatie is minstens zo belangrijk."

Gecombineerd buffervat beter rendement dan gescheiden?

Gescheiden buffervaten zouden in principe gemakkelijker een beter warmtepompendement moeten geven, omdat het SWW op een hogere temperatuur apart van het water voor RVW op een lagere temperatuur kan worden geproduceerd.

Bij een gecombineerd buffervat moeten de constructie en de aansluitingen zo zijn dat er geen menging van temperaturniveaus optreedt.

De warmte van de zonnecollectoren wordt dan automatisch op de juiste temperatuur opgeslagen en dus optimaal benut.

"De metingen tonen aan dat reële installaties SPF-waarden van 5 en zelfs meer dan 6 halen bij dergelijke combisystemen, waarbij de zonnecollectoren 30% tot 40% van de energie voor SWW en RVW leveren", aldus Sourbron. □

OVER IWT-TETRA-PROJECT ZONWARM

Het ZonWarm-project (<http://zon-warm.lessius.eu>) loopt in samenwerking met de volgende bedrijven en partners: ACV Belgium, Baxi, Buderus, Daikin, Eco Heating, Ecompany, Elco, Energieconcepten, IZEN Energy Systems, Lambrechts, Thermocool, MiNi Energietechniek, Nathan, Nibe, Ra-collectoren, Sanutal, Stiebel Eltron, Thercon, Van Rompaey en Viessmann; de Sectorassociatie voor Thermische Zonne-energie en Zonneboilers (Belsolar), European Heat Pump Association (EHPA), Overlegplatform voor Energiedeskundigen (OVED), Vlaams Elektro Innovatiecentrum (Tecnolec), Vlaams Energieagentschap (VEA), Vlaamse Confederatie Bouw (VCB), Vlaamse Instelling voor Technologisch Onderzoek (MITO), Warmtepomp Platform (WPP) en het Wetenschappelijk en Technisch Centrum voor het Bouwbedrijf (WTCB)."



Bouwen aan morgen

NIEUWS

GRATIS DIENSTEN

Gratis nieuwsbrief
Bestel gratis folders
Vraag en antwoord
Gids Verstandig Bouwen
Gratis typedocumenten
Verhuisplanner op maat
Checklist
Premielinker
E-peilcalculator

EERSTE STAPPEN

SLEUTEL-OP-DE-DEUR

BOUWRECHT

GELD

DUURZAAM BOUWEN

RUWBOUW

TECHNIEKEN

Energiebronnen
Elektriciteit
Domotica en communicatie
Sanitair, regen- en afvalwater
Centrale verwarming
Verwarmingstechnieken
Warmtepompen
Zonnepanelen
Zonneboiler
Ventilatie
Airco
Veiligheid en alarm
Centraal stofzuigstelsysteem

AFWERKING

RANDOM HET HUIS

INTERACTIE & INSPIRATIE

ZOEK EN VIND

DOSSIERS

WERKEN IN DE BOUW

PROFESSIOELEN

Kopen en huren

Bouwforum

Hoeveel energie bespaar je met een warmtepomp?

07/05/2013

Heb je interesse in een warmtepomp, maar weet je niet welk systeem voor jou het meest geschikt is? Specialisten Benjamin Verfaillie en Maarten Sourbron van Thomas More Hogeschool helpen je op weg.

Meten is weten

Benjamin Verfaillie en Maarten Sourbron werken aan de Onderzoeksgroep Thermische en Elektrische Energiesystemen (Theles). Dankzij uitvoerige metingen hebben ze een grondig zicht op de energie-efficiëntie van warmtepompen ten opzichte van klassieke gas- of stookolieketels. Bovendien kunnen ze de verschillende warmtepompsystemen met elkaar vergelijken.

COP en SPF

"Wat fabrikanten meegeven, is de COP of Coefficient of Performance", vertelt Benjamin Verfaillie. "Maar deze zegt alleen iets over de prestaties van de unit in specifieke labcondities met één bepaalde bron- en afgiftemtemperatuur. Een momentopname zeg maar. Wil je een grondig beeld van de volledige installatie in reële omstandigheden, dan geeft de SPF of Seasonal Performance Factor een betere indicatie."

Globaal inzicht

Voor je de wenkbrauwen frons: de SPF is de verhouding van de warmte die een warmtepomp op jaarbasis afgeeft en de elektriciteit die daarvoor nodig is (voor de pompen, regelingen, ...). Zo kom je tot een globaal inzicht in de energie-efficiëntie van een systeem. "Je kan de SPF inschatten, maar nooit exact op voorhand berekenen. Alles hangt af van de reële omstandigheden", benadrukt Maarten Sourbron.

Drie systemen vergeleken

Binnen het collectief onderzoeksproject WP Direct werden verschillende systemen uitvoerig gemeten om zo voor elk tot een gemiddelde SPF te komen. Vooral interessant voor (ver)bouwers: de geothermische modellen met horizontale en verticale captatie en de lucht-waterwarmtepompen. "Lucht-luchtsystemen hebben we buiten beschouwing gelaten, omdat bij ons CV-installaties typisch met een watercircuit in de woning werken."

Primaire Energie Ratio

Door de becijferde SPF van de verschillende types telkens met een factor 2.5 te vermenigvuldigen, kwamen de onderzoekers tot de PER of Primaire Energie Ratio. Dit is de hoeveelheid energie die een elektriciteitscentrale nodig heeft om de elektriciteit te maken waarmee de warmtepomp je woning verwarmt. "Op basis daarvan hebben we uiteindelijk de verschillende types vergeleken met klassieke cv-ketels", vertelt Sourbron.

Tot 90 % efficiënter

Een geruststellend resultaat: welke type je ook installeert, de energie-efficiëntie ligt altijd hoger dan bij een klassieke gasketel. Zo is een lucht-waterwarmtepomp 20 tot 40 % efficiënter en een bodem-watersysteem zelfs 60 tot 90 %. "We hebben geen aparte opdeling gemaakt in verticale en horizontale captatie. Maar uit de SPF-cijfers leiden we wel af dat de verticale systemen het efficiëntst zijn, met een SPF van 4,7 tegenover 4 bij een horizontaal captatienet, voor de installaties die wij gemeten hebben."

En de meeste energie-efficiëntie is ...

Qua energie-efficiëntie krijgen we dus het volgende plaatje. Op de eerste plaats komt de grond-waterwarmtepomp met verticale captatie (met putboringen), gevolgd door de grond-water met horizontale captatie. De lucht-water sluit het rijtje af.

Lucht-water afgeserveerd?

Moeten we de lucht-waterwarmtepomp dan afservieren? "Zeker niet", zegt Sourbron. "Deze systemen vergen een lagere investeringskost en



[Foto: Viessmann Belgium bvba]

Welke warmtepomp je ook kiest, de energie-efficiëntie ligt altijd een stuk hoger dan bij een klassieke gasketel.



[Foto: Viessmann Belgium bvba]

Een lucht-waterwarmtepomp biedt zelfs bij vrieskou een aanvaardbaar rendement. Op de foto zien we de buitenunit.



[Foto: Geotherma]

Van de verschillende systemen heeft de lucht-waterwarmtepomp de laagste energie-efficiëntie, maar ook de laagste kostprijs.



[Foto: Geotherma]

Een grond-waterwarmtepomp met horizontale captatie behaalt met 4 een mooie gemiddelde SPF. Het nadeel van dit systeem is dat je erg veel vrije oppervlakte nodig hebt (meer dan het dubbel van de te verwarmen oppervlakte).



Wil u tot 50% besparen op uw stookkosten? Klik dan nu hier

bovendien is de bron, buitenlucht, onuitputbaar. Dat maakt het een goede keuze voor mensen die niet het budget of de ruimte hebben voor een geothermisch systeem."

Lucht-water ook performant bij vrieskou

En wat bij buitentemperaturen ver onder het vriespunt, horen we je denken? "Uit onze metingen blijkt dat ook dan de performantie van lucht-waterwarmtepompen overeind blijft. Kanttekening: bij een buitentemperatuur rond 0 °C verliest de installatie aan efficiëntie, omdat je dan veel energie nodig hebt om de warmtewisselaar ijsvrij te houden. Bij -10 °C speelt dit probleem veel minder, omdat de lucht dan veel minder vocht bevat."

Horizontale captatie: maak plaats!

Ben je van plan om wat meer uit te geven, dan blijft de keuze: horizontale of verticale captatie.

"Horizontale captatie is goedkoper, omdat je geen putboringen moet laten uitvoeren. Aan de andere kant heb je wel een grote oppervlakte nodig. Reken op 450 m² voor een woning van 200 m². Ter vergelijking: bij verticale captatie zouden twee boringen, op zo'n tien meter van elkaar, volstaan. Denk er wel aan dat je tuin voor het uitvoeren van de putboringen voldoende draagkrachtig en vlot toegankelijk moet zijn. Bij rijwoningen is dit alvast geen optie."

Constantere bodemtemperatuur

Verticale captatie is dus niet voor iedereen haalbaar. Het systeem is nochtans met voorsprong het energie-efficiëntst. "De bodemtemperatuur blijft veel constanter omdat de grond minder snel uitgeput geraakt", weet Sourbron. "Maar daar staat tegenover dat de bodem minder vlug weer warmte opneemt, wat wij regeneratie noemen. Bij horizontale captatie wordt de bodem rondom het leidingennet sneller weer opgewarmd door de zon en door insijpelend regenwater."

Verfaillie: "We weten voorlopig nog weinig over de mogelijkheden van regeneratie. Het is daarom nog te vroeg om te zeggen welk systeem hiervoor het meest geschikt is."

Zandbodem geleidt het best

Nog iets wat de prijs van je verticale captatie behoorlijk kan opdrijven: de samenstelling van de bodem. "Waterverzadigde zandgrond geleidt het best, ongeveer 50 watt per meter", vertelt Sourbron. "Klei of leem heeft een veel beperktere warmteafgifte, van slechts 30 watt per meter. Daarom moet je in kleigrond voor hetzelfde rendement bijna dubbel zo diep boren of extra putboringen laten uitvoeren."

Conclusies

- Welk type je ook kiest, de energie-efficiëntie ligt altijd een pak hoger dan bij een klassieke gasketel. Voor de drie hierboven besproken systemen varieert dit van 20 tot zelfs 90 %.
- Een grond-waterwarmtepomp met verticale captatie heeft de hoogste SPF. Maar dit is ook het duurste systeem en om praktische redenen niet overal toepasbaar.
- Een grond-waterwarmtepomp met horizontale captatie behaalt met 4 een mooie gemiddelde SPF. Het nadeel van dit systeem is dat je erg veel vrije oppervlakte nodig hebt (meer dan het dubbel van de te verwarmen oppervlakte).
- Als je op langere termijn rekening houdt met de investeringskost én met het verbruik, ben je met geen enkel systeem duurder af dan met een klassieke gas- of stookolieketel. Wel opgelet: dit geldt enkel voor nieuwbouw of voor energiezuinige renovaties, waarbij je gebruikmaakt van verwarming op lage temperatuur.

Tom Mondelaers



[Foto: Geotherma]

Een grond-waterwarmtepomp met verticale captatie heeft de hoogste SPF. Maar dit is ook het duurste systeem en om praktische redenen niet overal toepasbaar.



[Foto: Vaillant]

Voorwaarde voor de goede werking van een warmtepomp: een goed geïsoleerde en luchtdichte woning.



[Foto: Duratherm]

Voor de putboringen bij een warmtepomp met verticale captatie heb je een voldoende draagkrachtige en vlot toegankelijke tuin nodig. Voor rijwoningen is dit meestal geen optie.



[Foto: STIEBEL ELTRON]

De samenstelling van de bodem heeft een invloed op het prijskaartje van de verticale boring.

Vind je deze informatie nuttig?
Deel deze dan nu.



-



Lees meer over 'Warmtepompen'

[Wat, waarom en hoeveel?](#)
[Soorten warmtepompen](#)
[Richtprijzen warmtepompen](#)

Recente artikels

[Stookkosten van 300 naar 60 euro per maand - 07/05/2013](#)
[Professioneel advies op maat! - 07/05/2013](#)
[Hernieuwbare energie - Batibouw 2013 - 21/01/2013](#)

Op zoek naar iets anders?

Vind

Wekelijkse nieuwsbrief



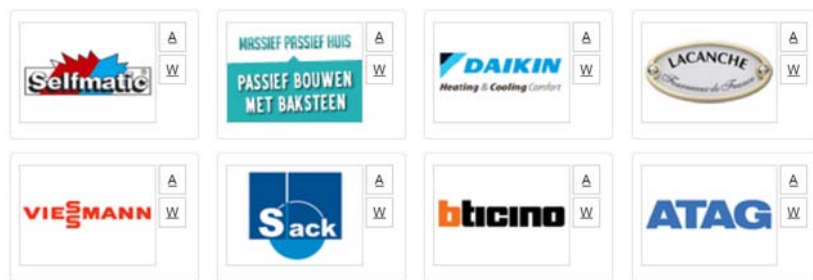
Abonneer je op onze
[wekelijkse nieuwsbrief.](#)



"15.000 euro warmtepomppremie? Voorbarig" -
19/11/2012
"Brussel mag passiefstandaard niet opdringen" -
22/10/2012
Vooruitziend bouwen: hoe plan je een lucht-
waterwarmtepomp in? - 15/10/2012
De warmtepomp in vijf weetjes - 25/09/2012
Warmtepompdilemma: lucht-lucht of lucht-water?
- 24/09/2012

Productinfo warmtepompen



Hoofdparkers technieken



 **Bouwen aan morgen** in partnership met  **BNP PARIBAS FORTIS** en  **luminus**

© Copyright 2013

[Privacy policy](#) | [Gebruiksvoorwaarden](#)

De redactie van Livios® nv streeft steeds naar juistheid, objectiviteit en betrouwbaarheid van de door haar gepubliceerde informatie waarvoor zij echter niet aansprakelijk gesteld kan worden voor welk gebruik dan ook. Livios® nv is niet verantwoordelijk voor welke beslissing of handeling dan ook die door de gebruiker zou zijn genomen op basis van de verstrekte informatie of gegevens; noch is ze verantwoordelijk voor fouten of vergissingen; en ze is evenmin verantwoordelijk t.a.v. gebruiker of derden voor mogelijk geleden directe, indirecte, incidentele schade, winstderving, verlies van opportuniteit of voor eender welke schade veroorzaakt door haar nalatigheid of vergetelheid in het verschaffen, compileren, monteren, schrijven, interpreteren, melden en verspreiden van info of data d.m.v. deze dienst, en dit zelfs indien Livios® nv gewaarschuwd werd voor zulke schade.
 Voor de volledige gebruiksvoorwaarden: zie livios.be

THOMAS
MORE

IWT-TETRA: ZON-WARM

Solar Thermal and Heat Pump Systems & Domestic Hot Water production

Jan Verheyen

K.H.Kempen en Lessius bundelen de krachten en worden *more*.

1

Warmtepomp Symposium 11/09/2013



CONTENT

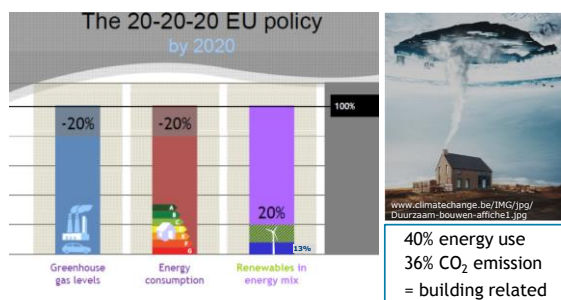
- Introduction
 - Context & Project Zon-Warm
 - Role of Domestic Hot Water (DHW) in Solar Thermal and Heat Pump (SHP) systems
- Subject
 - Household size
 - T_{set} , DHW tank
 - Penalty factor electricity/DHW BU heater
 } → Energy Performance
- Approach
 - System simulations
 - DHW profiles
 - System configurations & sizing
- Results
- Conclusions

2

Warmtepomp Symposium 11/09/2013



CONTEXT



3

Warmtepomp Symposium 11/09/2013



IWT-TETRA PROJECT ZON-WARM

- Subject:
 - Coupled Solar Thermal & Heat Pump Systems residential heating & domestic hot water
- Objectives:
 - Market penetration: relief of barriers
→ augmenting quality by optimization
 - TETRA technology transfer
- Team
 - Scientific partners (3)
 - Non-profit or sectorial (5)
 - Governmental organisations (1)
 - SME's (19)
- Project coördination: THELES, Thomas More
- Funding: IWT
- Participation in IEA-SHC task 44 / annex 38



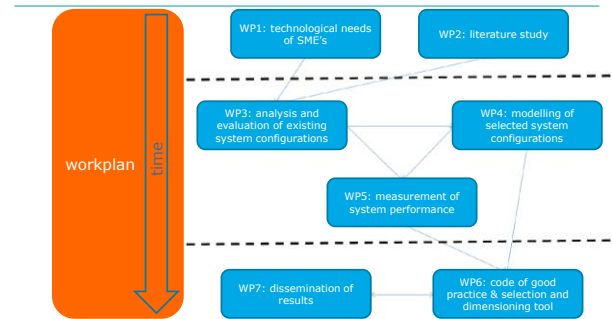
4

Warmtepomp Symposium



TASK 44

IWT-TETRA PROJECT ZON-WARM



5 Wärmepump Symposium 11/09/2013



IWT-TETRA PROJECT: ZON-WARM

Web: <http://zon-warm.lessius.eu/>

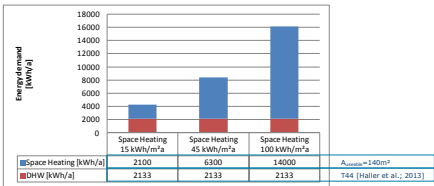
6 Wärmepump Symposium 11/09/2013



SUBJECT:
CONTEXT

SOLAR THERMAL AND HEAT PUMP SYSTEMS
&
DOMESTIC HOT WATER PRODUCTION

- Role of DHW in energy demand and system design:



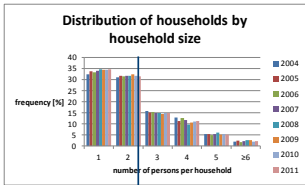
- » SFH015: further savings in SH demand → increasing effort
- » SFH015: optimization → **focus on DHW**

7 Wärmepump Symposium 11/09/2013



SUBJECT

- Influence of household size on system performance
 - T_{set} DHW tank
- Influence of penalty factor (DHW backup heater el. cons.)



Mean number=2.3

8 Wärmepump Symposium 11/09/2013



APPROACH: SYSTEM SIMULATIONS

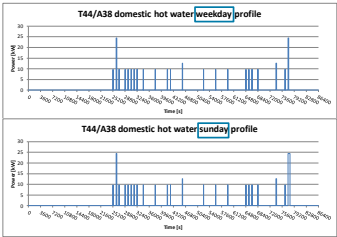
- Software: Polysun v6.1 [Vela Solaris; 2013]
- Boundary conditions: fixed
 - Climate: Sint Katelijne Waver (lat. 51.068°, long. 4.501°, el. 4m)
 - Building: heating load:
 - SFH015 (~Passive house, Strassbourg) [Dott et al.; 2012]
 - specific heating demand = 21.1 kWh/(m².a) [B]
 - Useable floor area: 140m²
 - Floor heating $T_{\text{supply}}/T_{\text{return}} = 35^{\circ}\text{C}/30^{\circ}\text{C}$
 - Design heat load = 1673W [B]



DHW PROFILES

Legend:
S=Small; Sh=Shower; FC=Floor cleaning;
DW= Dish washing; HC=Household cleaning;
Ba=Bath tub [Haller et al.; 2013]

- T44 DHW reference profile



Weekdays:

No	start time (h:min)	Energy (kWh)	Type	Flow Rate (l/s)	Min. Temp. (°C)
1	07:00	0.100	S	240	45
2	07:15	1.315	DW	600	45
3	07:30	0.100	S	240	45
4	08:00	0.100	S	240	45
5	08:15	0.100	S	240	45
6	08:30	0.100	S	240	45
7	08:45	0.100	S	240	45
8	09:00	0.100	S	240	45
9	09:30	0.100	S	240	45
10	10:30	0.100	FC	240	45
11	11:30	0.100	S	240	45
12	11:45	0.100	S	240	45
13	12:45	0.300	DW	240	55
14	14:30	0.100	S	240	45
15	15:30	0.100	S	240	45
16	16:30	0.100	S	240	45
17	18:00	0.100	S	240	45
18	18:15	0.100	HC	240	45
19	18:30	0.100	FC	240	45
20	19:00	0.100	S	240	45
21	20:30	0.100	DW	240	55
22	21:15	0.100	S	240	45
23	21:30	1.315	Ba	600	45
Total		5.530			

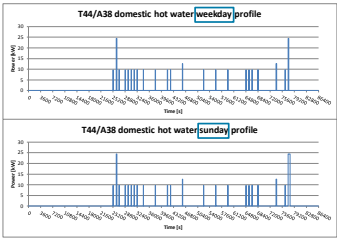
Sunday: bath tub replaces shower:

23	21:30	3.520	Ba	600	45
----	-------	-------	----	-----	----

DHW PROFILES

Legend:
S=Small; Sh=Shower; FC=Floor cleaning;
DW= Dish washing; HC=Household cleaning;
Ba=Bath tub [Haller et al.; 2013]

- T44 DHW reference profile



82.9% → 45°C
17.1% → 55°C
=5.845 kWh/day
~140 l/day at 45°C (T_{cw}=10°C)

DHW PROFILES

DHW profile name	T _{DHW,draw-off} [°C]	daily amount [l/d]	Energy [kWh/d]**	amplitude summer/winter	rate of E _{T44} ***	V [m³/a] [excl. BU heater]
SHP_DHW_40_100	40	153.33	5.845	-20%/+20%	100%	50.409
SHP_DHW_45_100	45	140.00	5.845	-20%/+20%	100%	50.409
SHP_DHW_50_100	50	126.66	5.845	-20%/+20%	100%	45.016
SHP_DHW_55_100	55	113.33	5.845	-20%/+20%	100%	40.814
SHP_DHW_60_100	60	100.00	5.845	-20%/+20%	100%	36.754
SHP_DHW_45_43	45	60.87	2.541	-20%/+20%	43%	21.676
SHP_DHW_55_43	55	60.87	2.541	-20%/+20%	43%	17.55
SHP_DHW_45_87	45	121.74	5.083	-20%/+20%	87%	43.856
SHP_DHW_55_87	55	121.74	5.083	-20%/+20%	87%	35.508
SHP_DHW_45_130	45	182.61	7.624	-20%/+20%	130%	65.532
SHP_DHW_55_130	55	182.61	7.624	-20%/+20%	130%	53.058
SHP_DHW_45_174	45	243.48	10.165	-20%/+20%	174%	87.712
SHP_DHW_55_174	55	243.48	10.165	-20%/+20%	174%	71.016
SHP_DHW_45_217	45	304.35	12.707	-20%/+20%	217%	109.388
SHP_DHW_55_217	55	304.35	12.707	-20%/+20%	217%	88.566

Energy associated with BU heater is considered outside Polysun

DHW PROFILES

DHW profile name	T _{out,dhw,air} [°C]*	daily amount [l/d]	E _{tot,dhw} [kWh/d]**	amplitude summer/winter	rate of E _{T44} ***	V [m³/a] (excl. BU heater)
SHP_DHW_40_100	40	153.33	5.845		100%	50.409
SHP_DHW_45_100	Influence of temperature 45	140.00	5.845		100%	50.409
SHP_DHW_50_100	50	126.66	5.845		100%	45.016
SHP_DHW_55_100	55	113.33	5.845		100%	40.814
SHP_DHW_60_100	60	100.00	5.845		100%	36.754
SHP_DHW_45_43	45	60.87	2.541	Variation over the year	43%	21.676
SHP_DHW_45_43	55	60.87	2.541	Sine-curve amplitude: 20%	43%	17.55
SHP_DHW_45_87	45	121.74	5.083		87%	43.856
SHP_DHW_45_87	55	121.74	5.083		87%	35.508
SHP_DHW_45_130	45	182.61	7.624		130%	65.532
SHP_DHW_45_130	55	182.61	7.624		130%	53.058
SHP_DHW_45_174	45	243.48	10.165		174%	87.712
SHP_DHW_45_174	55	243.48	10.165		174%	71.016
SHP_DHW_45_217	45	304.35	12.707		217%	109.388
SHP_DHW_45_217	55	304.35	12.707		217%	88.566

Energy associated with BU heater is considered outside Polysun

13

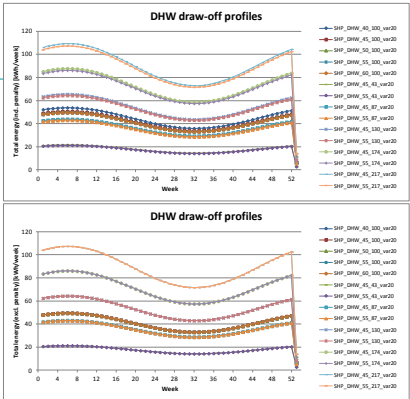
Warmtepomp Symposium 11/09/2013

THOMAS
MORE

DHW PROFILES

• Penalty=1.5

• Penalty=1
(no penalty)



14

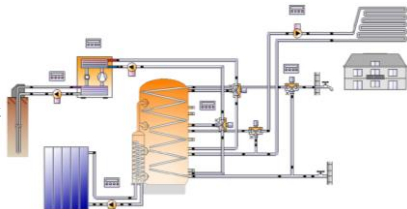
Warmtepomp Symposium 11/09/2013

THOMAS
MORE

SYSTEM CONFIGURATIONS

• System 1

- Stratified tank
 - 512l
 - 10cm PUR
- HP:
 - B/W HP: R407C
 - 5.6kW
 - COP 4.3
 - GSHX: single 32mm U 86m depth
- SC
 - flat plate:
 - Aperture: 8.6m²
- On/off pumps



15

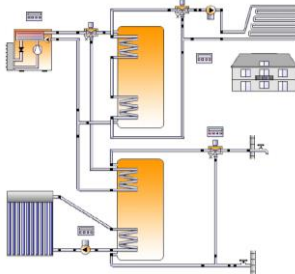
Warmtepomp Symposium 11/09/2013

THOMAS
MORE

SYSTEM CONFIGURATIONS

• System 2

- DHW tank:
 - 224l
 - 10cm PUR
- SH tank:
 - 288l
 - 10cm PUR
- HP:
 - A/W HP: R410A
 - 5.5kW
 - COP 3.4
 - Internal pump on return line of SH
- SC:
 - Vacuum tube (heat pipes)
 - Aperture: 3.2m²
- On/off pumps



16

Warmtepomp Symposium 11/09/2013

THOMAS
MORE

SYSTEM SIZING

*[McCorry et al.: 2011] [CEN: 2007]

- Heat Pump:
 - Assumption: no heat delivered by SC
 - DHW: (3.8kW)
 - Max. DHW energy for 1 day (winter, sunday, $T_{in,T,he,eq} = 9$)
 - 24h tank losses
 - 3 running hours of HP (availability time of HP for DHW=3.00-6.00)
 - SH: Design heat load of building (1.7kW)
 - (Availability time of HP for SH=all-days)
- GSXH: BHE: depth $_{BHE} = P_{HP} \cdot (COP-1) / COP / (50W/m^2)$
- Tank DHW:
 - Max DHW volume for 1 day (winter, sunday)
- Tank SH: (288l)
 - Energy of design heat load during 1 hour (1h buffering of design heat load)
- SC: area so that for 1 or 2 months: SF=100%

$$P_{HP} = 5.5 \text{ kW}$$

$\text{depth}_{\text{BHF}} = 86\text{m}$

$V_{\text{tank sys2, DHW}} = 224$

<p> tank sys2, DTW </p>

$$V_{\text{tank sys2, SH}} = 2881$$

$V_{\text{tank sys1}} = 512$

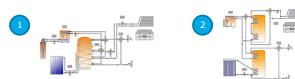
$$A_{\text{aperture, Sys1}} = 8.6 \text{ m}^2$$

THOMAS

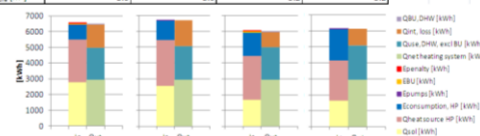
Warmtepomp Symposium 11/09/2013

THOMAS
MORE

RESULTS



	System 1		System 2	
	SHP DHW 45, 50, 100	SHP DHW 55, 100	SHP DHW 45, 50, 100	SHP DHW 55, 100, 100
$\text{SHP}_{\text{DHW}, \text{c}, 1}$	5.34	4.09	3.39	2.51
$\text{SHP}_{\text{DHW}, \text{c}, \text{c}+1}$	4.90	4.09	3.27	2.51
$\text{SHP}_{\text{DHW}, \text{c}, \text{c}+2}$	4.80	4.09	3.19	2.51
$\text{SHP}_{\text{DHW}, \text{c}, \text{c}+3}$	4.33	38.5	28.6	27.0
$\text{SHP}_{\text{DHW}, \text{c}, \text{c}+4}$	42.8	38.5	28.2	27.0
$\text{SHP}_{\text{DHW}, \text{c}, \text{c}+5}$	42.5	38.5	28.0	27.0
$\text{SHP}_{\text{DHW}, \text{c}, \text{c}+6}$	4.01	3.42	2.90	2.90
SHP_{DHW}	1032	1030	260	260
t_{DHW}	56.7	61.5	71.4	73.0
$\text{t}_{\text{DHW}, \text{c}}$	83.6	38.5	28.0	27.0
$\text{t}_{\text{DHW}, \text{c}+1}$	8.6	3.2	3.2	3.2

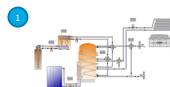
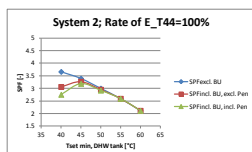
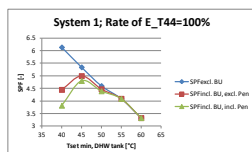


Warmtepomp Symposium 11/09/2013

THOMAS
MORO

RESULTS

- Comparison of $T_{\text{set,DHWtank}}$ (T44 DHW profile)

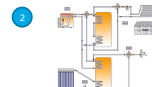
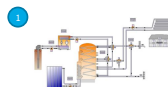
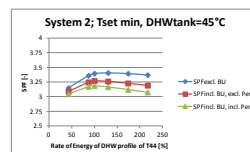
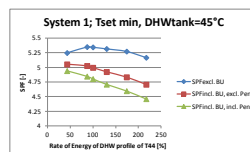


10 Warmtepomp Symposium 11/09/2013

THOMAS
MORE

RESULTS

- Comparison of household size ($T_{\text{set,DHWtank}}=45^{\circ}\text{C}$)

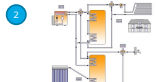
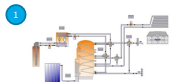
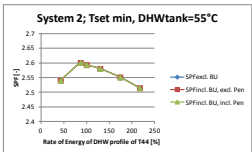
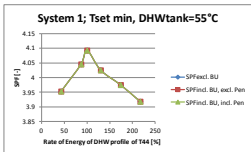


20 Wärmepump Symposium 11/09/2013

THOMAS
MORO

RESULTS

- Comparison of household size ($T_{\text{set,DHWTank}}=55^{\circ}\text{C}$)



CONCLUSIONS



- Regardless of performance indicator used:
 - Performance System 1 >> Performance System 2 (note $\Delta A_{\text{SC, aperture}}$!!)
 - Δ household size $\rightarrow \Delta$ System Performance (less pronounced for system 2)
- Properly sized SHP systems \rightarrow lower SPF can be expected for other DHW profiles than the one it was designed for (e.g. change in household size)
- Best performance @ $T_{\text{set,DHWTank}}=45^{\circ}\text{C}$ (Both systems with T44 DHW profile)
- Penalty factor (1.5) for electricity consumption of DHW BU heater may be decisive in disfavor of SHP systems with BU heater when comparing performance to other systems.

COMBINED SOLAR THERMAL AND HEAT PUMPS SYSTEMS & DHW PRODUCTION

Thank you for your attention!

Web: <http://zon-warm.lessius.eu/>

Contact: jan.verheyen@thomasmore.be

REFERENCES

- IWT-TETRA project ZonWarm: Zongekoppelde warmtepompsystemen; <http://zon-warm.lessius.eu/>
- IEA-SHC task 44 / annex 38; <http://task44.ihsr.org/>
- CEN; 2007; EN 15450: Heating systems in buildings - Design of heat pump heating systems; European Committee for Standardization (CEN), Brussels; 2007;
- Dett R., Heller M.Y., Ruchenburg J., Ochs F., Bony J.; 2012; The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 - Part B: Buildings and Space Heat Load - A technical Report of Subtask C - Report C1; Institut Energie am Bau - Fachhochschule Nordwestschweiz, (EBAu - PHNW, Muttenz, Switzerland; 25/10/2012;
- European Commission; 2012a; Regulations - Commission delegated regulation (EU) No 244/2012 of 14 January 2012 - supplementing Directive 2010/31/EU of the European Parliament and of the Council on the energy performance of buildings by establishing a comparative methodology framework for calculating cost-optimal levels of minimum energy performance requirements for buildings and building elements; Official Journal of the European Union; L 81/18-36; January 2012; pp. 18-36;
- European Commission; 2012b; Notices from European Union institutions, bodies, offices and agencies - European Commission - Guidelines accompanying Commission Delegated Regulation (EU) No 244/2012 of 14 January 2012 supplementing Directive 2010/31/EU of the European Parliament and of the Council on the energy performance of buildings by establishing a comparative methodology framework for calculating cost-optimal levels of minimum energy performance requirements for buildings and building elements; Official Journal of the European Union; C 115/1-28; January 2012; pp. 1-28;
- European Parliament and the Council of the European Union; 2010; Directive 2010/31/EU of the European Parliament and of the Council - of 19 May 2010 - on the energy performance of buildings (recast); Official Journal of the European Union; L 153/13-35; June 2010; pp. 13-35;
- European Parliament and the Council of the European Union; 2009; Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council - of 23 April 2009 - on the promotion of the use of energy from renewable energy sources and amending and subsequently repealing Directives 2001/77/EC and 2003/30/EC; Official Journal of the European Union; L 140/16-62; April 2009; pp. 16-62;
- Heller M., Dett R., Ruchenburg J., Ochs F., Bony J.; 2013; The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 - Part A: General Boundary Conditions - A technical Report of Subtask C - Report C1; Institut für Solartechnik SPF, Hochschule für Technik HSR, Rapperswil, Switzerland; 07/03/2013;
- Lerch W., Heinz A.; 2012; Simulation of different HP/solar systems incl. waste water heat recovery (WHR) for low energy buildings; meeting 5 Povos, Portugal; 05/03/2012;
- McCorry M., Jones G.L. (eds); 2011; Geotraining Training Manual for Designers of Shallow Geothermal Systems; Geotraining, European Federation of Geologists; Brussels; 2011;
- Olesen B. W.; 2010; European actions to improve the energy efficiency of buildings; IEE-CDNG; available online; <http://www.iee.europa.eu/information/information33093007/actons.htm> [consulted 20/01/2013]

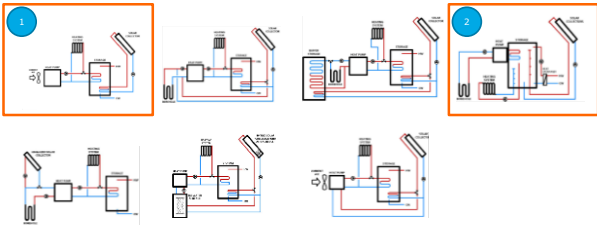
DHW PROFILES

DHW profile name	T _{DHW,draw-off} [°C]*	dhw amount [l/d]	E _{sol,dhw} [kWh/d]**	amplitude summer/winter	rate of E _{T44} ***	V [m³/a] (excl. BU heater)
SHP_DHW_40_100	40	153.33	5.845	-20%/+20%	100%	50.409
SHP_DHW_45_100	45	140.00	5.845	-20%/+20%	100%	50.409
SHP_DHW_50_100	50	126.66	5.845	-20%/+20%	100%	45.016
SHP_DHW_55_100	55	113.33	5.845	-20%/+20%	100%	40.814
SHP_DHW_60_100	60	100.00	5.845	-20%/+20%	100%	36.754

DHW profile name	T _{DHW,draw-off} [°C]*	V [m³/a] (excl. BU heater)
SHP_DHW_40_100	40	50.409
SHP_DHW_45_100	45	50.409
SHP_DHW_50_100	50	45.016
SHP_DHW_55_100	55	40.814
SHP_DHW_60_100	60	36.754

TECHNOLOGY

- IEA-SHC task 44 / annex 38: 7 system configurations



Legend: — System concepts lab installed

25 Warmtepomp Symposium 11/09/2013

THOMAS MORE

26 Warmtepomp Symposium 11/09/2013

THOMAS MORE

PERFORMANCE EVALUATION

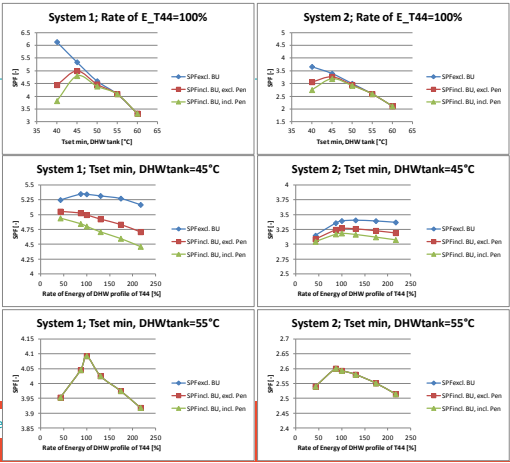
$$SPF_{excl.BU} = \frac{Q_{use,DHW,excl.BU} + Q_{net,heating,system}}{E_{consumption,HP} + E_{pumps}}$$
$$SPF_{incl.BU,excl.pen} = \frac{Q_{use,DHW,excl.BU} + Q_{BU,DHW} + Q_{net,heating,system}}{E_{consumption,HP} + E_{pumps} + E_{BU}}$$
$$SPF_{incl.BU,ind.pen} = \frac{Q_{use,DHW,excl.BU} + Q_{BU,DHW} + Q_{net,heating,system}}{E_{consumption,HP} + E_{pumps} + E_{BU} + E_{penalty}}$$
$$SF_{excl.BU} = 100 \cdot \frac{Q_{sol}}{Q_{sol} + Q_{heat,source,HP} + E_{consumption,HP}}$$
$$SF_{incl.BU,excl.pen} = 100 \cdot \frac{Q_{sol}}{Q_{sol} + Q_{heat,source,HP} + E_{consumption,HP} + E_{BU}}$$
$$SF_{incl.BU,ind.pen} = 100 \cdot \frac{Q_{sol}}{Q_{sol} + Q_{heat,source,HP} + E_{consumption,HP} + E_{BU} + E_{penalty}}$$
$$S_{HP} = 100 \cdot \frac{Q_{heat,source,HP} + E_{consumption,HP}}{Q_{sol} + Q_{heat,source,HP} + E_{consumption,HP}}$$
$$S_{SC} = 100 \cdot \frac{Q_{sol}}{Q_{sol} + Q_{heat,source,HP} + E_{consumption,HP}}$$
$$SPF_{HP} = \frac{Q_{heat,source,HP} + E_{consumption,HP}}{E_{consumption,HP}}$$
$$SPF_{SC} = \frac{Q_{sol}}{E_{pump,solar,loop}}$$

27 Warmtepomp Symposium

PERFORMANCE EVALUATION

- S_{HP} Share of the heat delivered by the heat pump to the system compared to the total heat delivered by the heat pump and the solar collectors [%]
- S_{SC} Share of the heat delivered by the solar collectors to the system compared to the total heat delivered by the heat pump and the solar collectors [%]
- $SF_{excl.BU}$ Solar fraction of the system excluding the energy of the backup heater for DHW [%]
- $SF_{incl.BU,excl.pen}$ Solar fraction of the system including the energy of the backup heater for DHW without the use of a penalty factor for the electricity consumption of the backup heater [%]
- $SF_{incl.BU,ind.pen}$ Solar fraction of the system including the energy of the backup heater for DHW with the use of a penalty factor for the electricity consumption of the backup heater [%]
- $SPF_{excl.BU}$ Seasonal performance factor of the system excluding the energy of backup heater for DHW [-]
- $SPF_{incl.BU,excl.pen}$ Seasonal performance factor of the system including the energy of backup heater for DHW without the use of a penalty factor for the electricity consumption of the backup heater [-]
- $SPF_{incl.BU,ind.pen}$ Seasonal performance factor of the system including the energy delivered by the backup heater for DHW with the use of a penalty factor of 1.5 for the electricity consumption of the backup heater [-]
- SPF_{HP} Seasonal performance factor of the heat pump [-]
- SPF_{SC} Seasonal performance factor of the solar thermal system [-]
- $Q_{heat,source,HP}$ Heat delivered to the system from the ground source [kWth]
- Q_{sol} Solar energy delivered to the system [kWth]
- $Q_{use,DHW,excl.BU}$ Heat delivered for DHW consumption by the system excluding the heat delivered by the backup heater [kWth]
- $Q_{use,DHW,ind.pen}$ Heat delivered to the space heating system by the system [kWth]
- $Q_{BU,DHW}$ Heat delivered by the backup heater for DHW [kWth]
- $E_{consumption,HP}$ Electricity consumption of the heat pump [kWth]
- E_{pumps} Electricity consumption of the pumps [kWth]
- $E_{excl.BU}$ Electricity consumption of the backup heater (without the use of a penalty factor) [kWth]
- $E_{ind.pen}$ Part of electricity consumption of the backup heater on top of E_{excl} as a result of the use of the penalty factor [kWth] (= (penalty factor · E_{excl}) - E_{excl})

28 Warmtepomp Symposium



IWT-TETRA ZonWarm: Gecombineerde zonthermie en warmtepompen in residentiële toepassingen



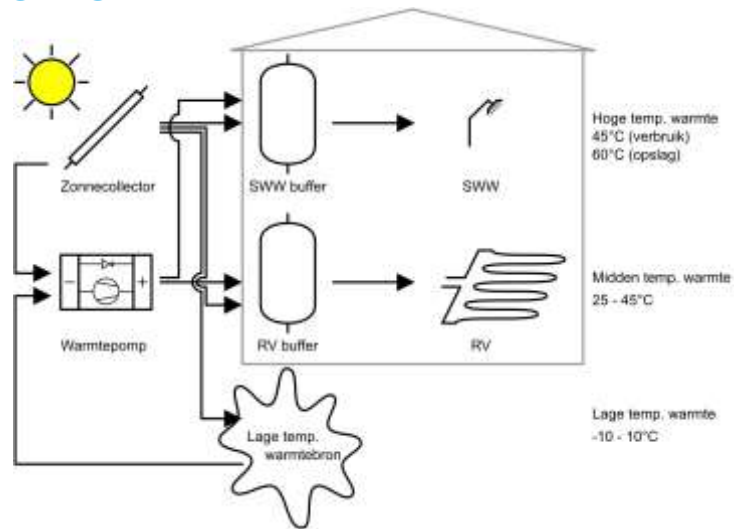
Maarten Sourbron
Leen Goovaerts, Dries Van Aken, John Veecken, Jan
Verheyen,
7^{de} Warmtepomp Symposium, 10 September 2014
Campus De Nayer, Sint-Katelijne-Waver



Project Zonwarm (SolarHeat)

- **Goal**
 - Combination of solar thermal systems and heat pumps
 - Which system concept
 - Reliable values of achievable performance

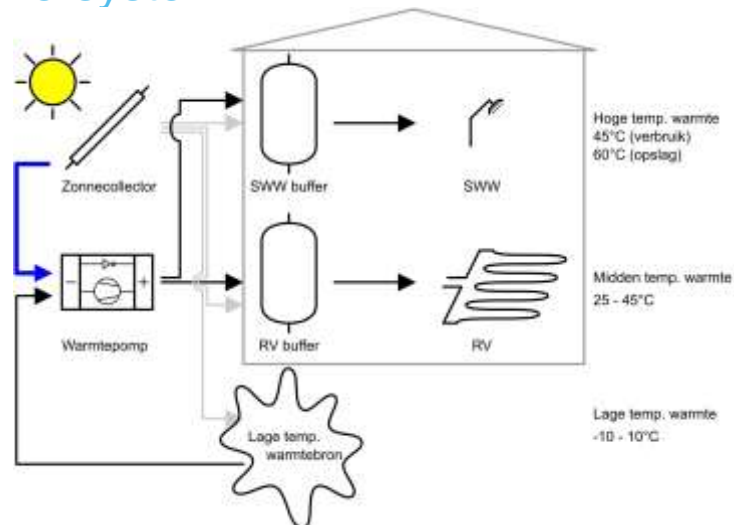
Overview



zonwarm

KU LEUVEN

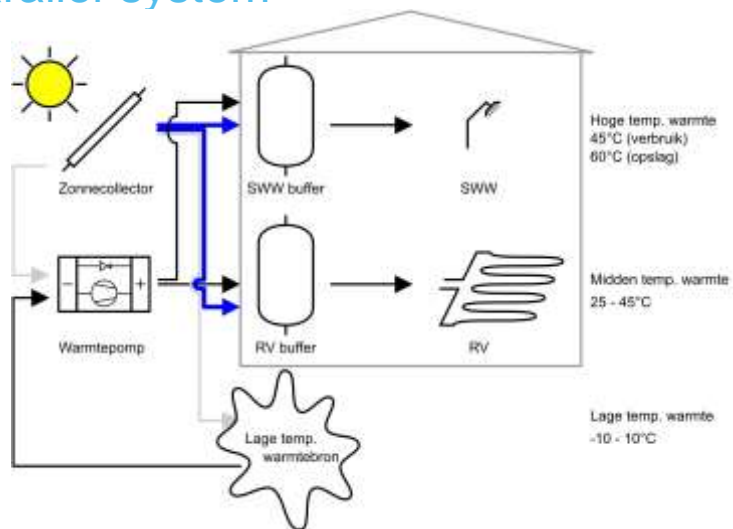
Serie-systeem



zonwarm

KU LEUVEN

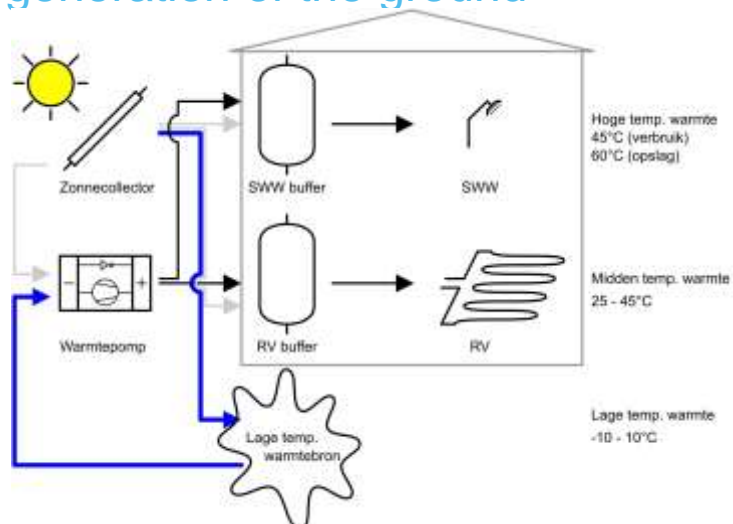
Parallel-system



zonwarm

KU LEUVEN

Regeneration of the ground



zonwarm

KU LEUVEN

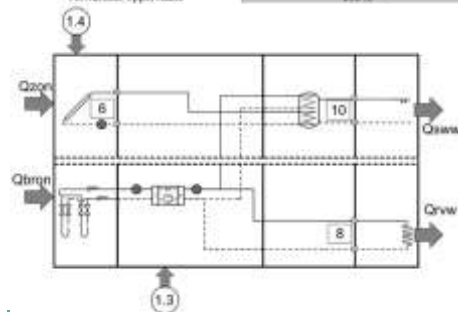
Preferably solar collectors

- SPF-heat pump: 2,5 – 5
- SPF-solar collector: 40-100
 - Measured values up to 160
 - Measured values up to 7


KU LEUVEN

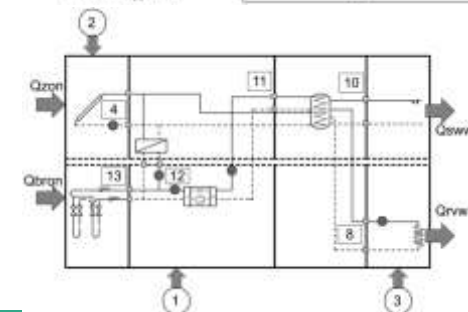
Measured systems Installation 1

Warmtepomp	
Type Warmtepomp	Verticale bodemwarmtepomp
Vermogen Warmtepomp	19 kW (P/C/15°C)
Zonnecollectoren	
Type zonnecollector	Vakuumplaatcollector
Aankersoppervlakte	378 m ²
Bedingsgraad	45°
Aanzichthoek	90°
Buffer	
Type buffer	Gescheiden
Volumen buffervat nuchter	220 l
Volumen buffervat verwarming	7
Woning	
R-poi	38
I-poi	38
Verwarmde oppervlakte	250 m ²



Installation 2

Warmtepomp	
Type Warmtepomp	Verticale bodemwarmtepomp
Vermogen Warmtepomp	15.1 kW (P/C/15°C)
Zonnecollectoren	
Type zonnecollector	Vakuumrourcollector
Aankersoppervlakte	17 m ²
Bedingsgraad	37°
Aanzichthoek	15°
Buffer	
Type buffer	Gescheiden
Volumen buffervat	750 l
Woning	
R-poi	38
I-poi	67
Verwarmde oppervlakte	350 m ²

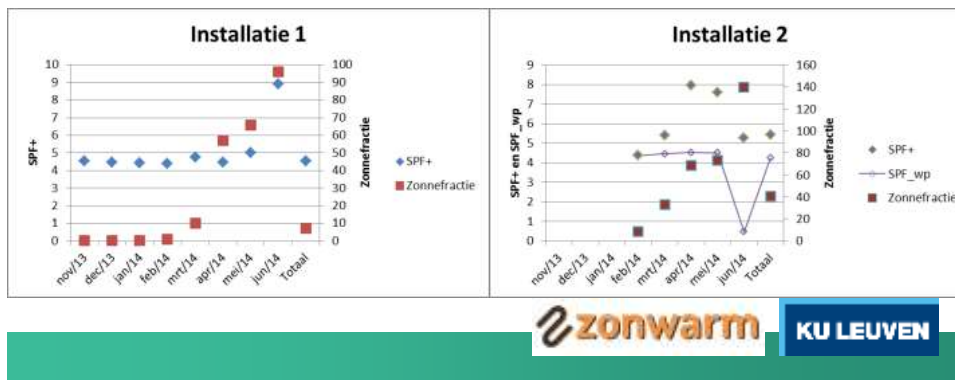


System performance

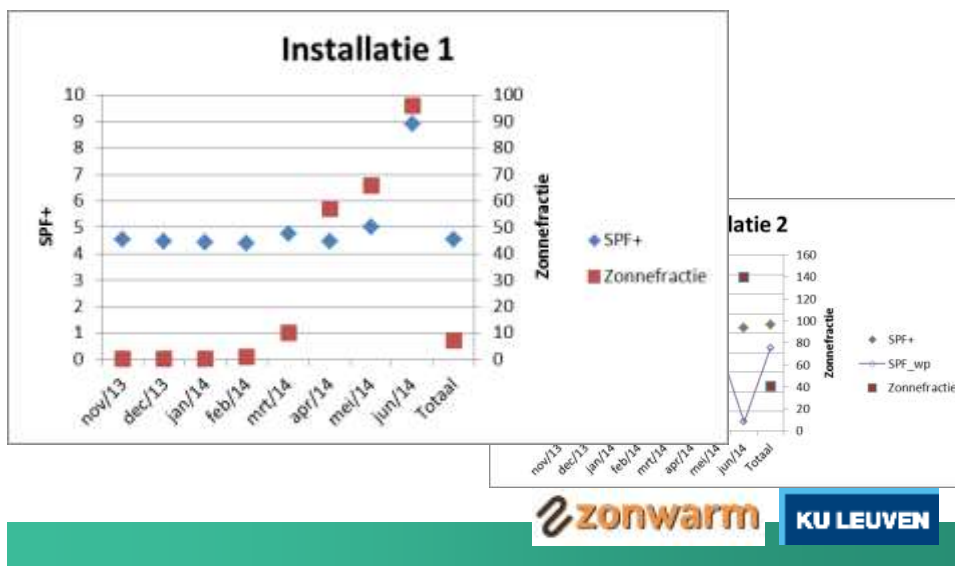
$$SPF_{HP} = \frac{\text{Heat pump production (thermal)}}{\text{Heat pump consumption (electrical)}}$$

$$SPF_{+} = \frac{\text{DHW} + \text{Floorheating (thermal)}}{\text{Heat pump - total (incl. SH - pump)(electrical)}}$$

$$f_{zon} = \frac{\text{Solar collector production (thermal)}}{\text{DHW} + \text{Floorheating (thermal)}}$$



System performance

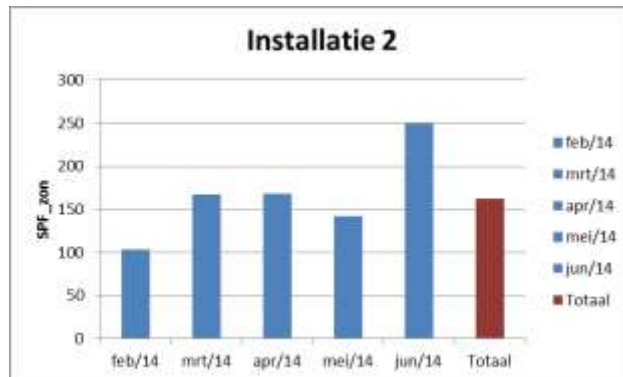


System performance

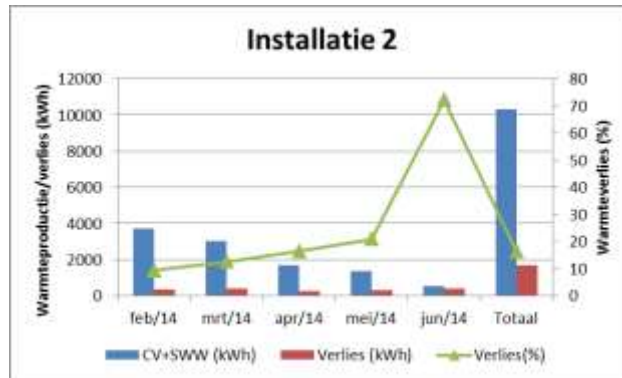


SPF solar system

$$SPF_{solar} = \frac{\text{Solarcollector production (thermal)}}{\text{Solarcollector pump (electrical)}}$$



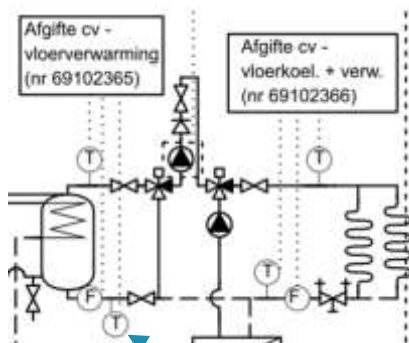
Heat loss system



zonwarm

KU LEUVEN

Heat loss tubing



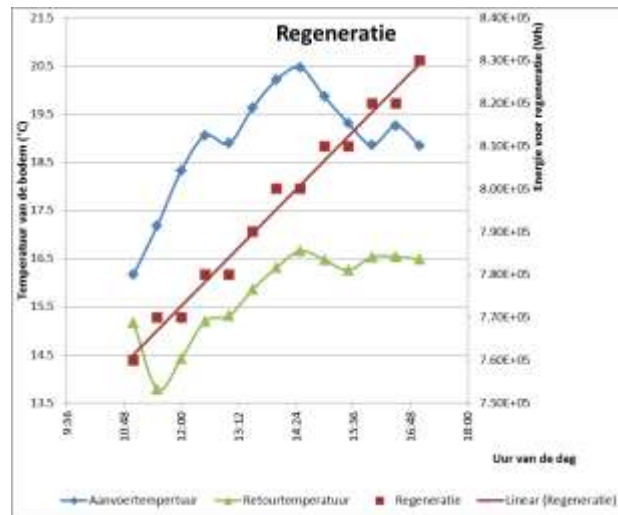
No flow heat loss tubing
storage – 3-way-valve
80 kWh/month

zonwarm

KU LEUVEN

Regeneration

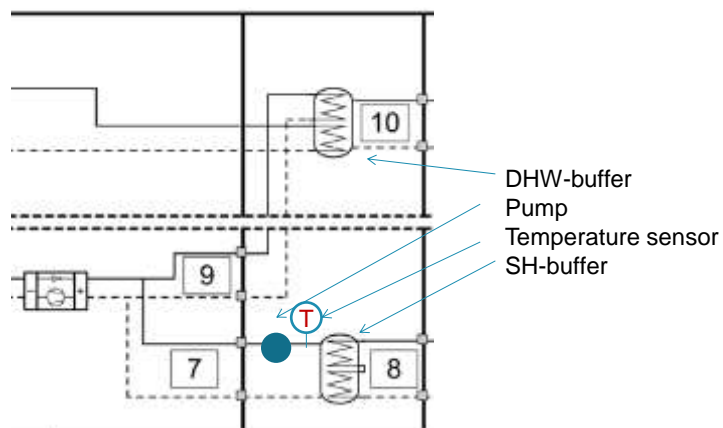
- 70kWh heat
- 1kWh E_{pomp}
- SPF = 70
- COP increases
 - How much?



zonwarm

KU LEUVEN

Circulation pump control SH-buffer



zonwarm

KU LEUVEN

Circulation pump control SH-buffer



zonwarm

KU LEUVEN

Circulation pump control SH-buffer

- Measurement data air/water heat pump adapted to leave out circulation pump electricity consumption
- Data: 1-7/4/2014

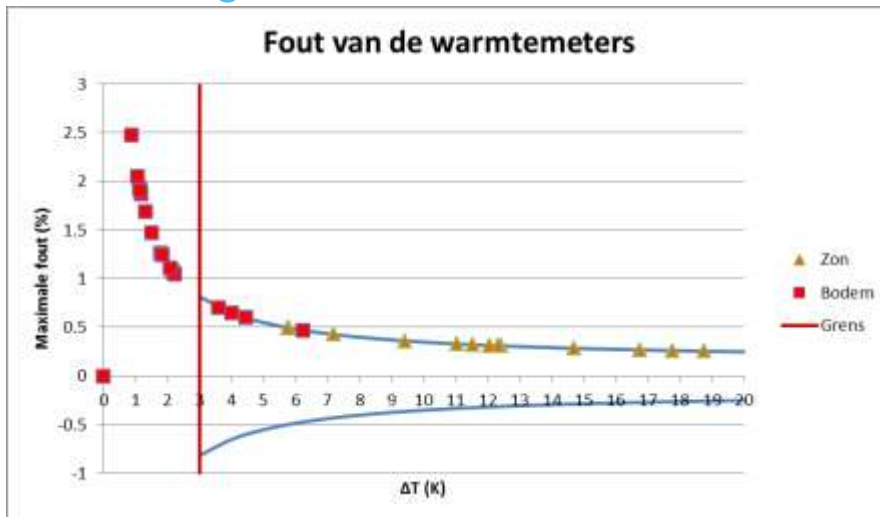
	With existing control	With adapted control
Circ. Pump electr (kWh_el)	16,3	9,4
SPF_system (-)	3,51	5,35

Average outdoor temp. (°C)	14,4
Solar radiation (kWh/m²)	21,5

zonwarm

KU LEUVEN

Measuring heat flows

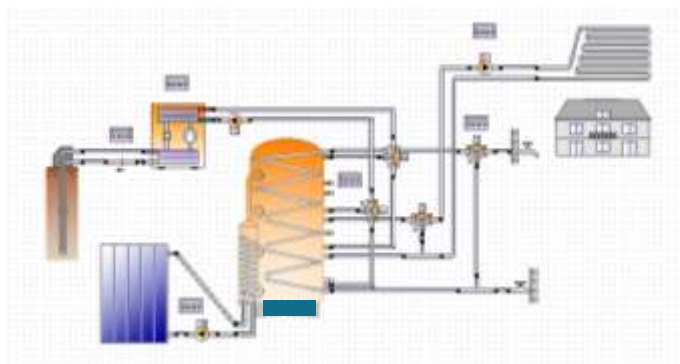


zonwarm

KU LEUVEN

Hydraulic connections and control

- Simulation results

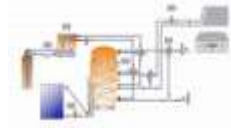


zonwarm

KU LEUVEN

Hydraulic connections and control

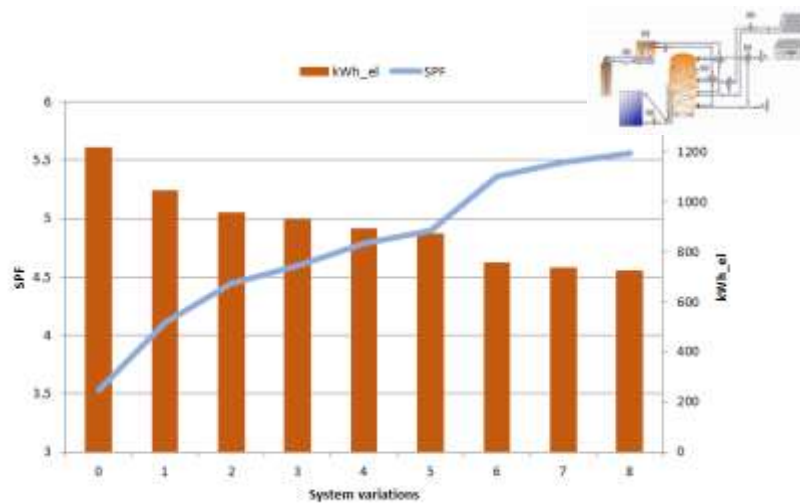
- Providing buffer volume for solar thermal heat exchanger
- Correct layer-control for storage volumes
- Decreasing storage volume for DHW
- Decreasing set point for DHW (55°C-50°C)
 - DHW-comfort lower slightly (97% → 95%)



zonwarm

KU LEUVEN

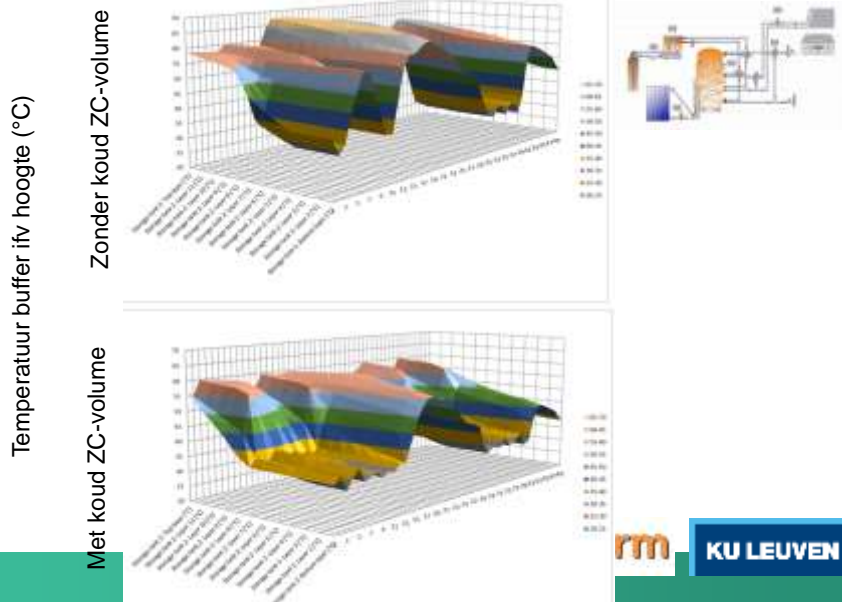
Hydraulic connections and control



zonwarm

KU LEUVEN

Hydraulic connections and control

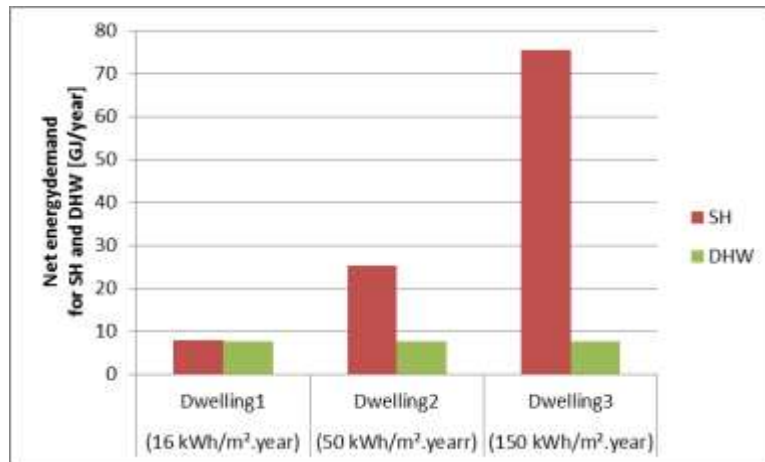


Energy performance index EPB

- With or without solar for space heating

		With			Without		
		Standaard-installaties met verwarmingsvoorziening door zonnecollectoren			Standaard-installaties zonder verwarmingsvoorziening door zonnecollectoren		
Woning	WP	E-peil	$Q_{\text{heat, final, s}}$	$Q_{\text{water, final, s}}$	E-peil	$Q_{\text{heat, final, s}}$	$Q_{\text{water, final, s}}$
SFH15	Bodem/water WP	33	6933	3111	32	7173	2701
SFH15	Lucht/water WP	35	7818	3111	34	8089	2701

Task of the installation?



Bedankt voor jullie
aandacht!

INFLUENCE OF DOMESTIC HOT WATER DEMAND PROFILES ON ENERGY PERFORMANCE OF COMBINED SOLAR THERMAL AND HEAT PUMP SYSTEMS.

Contributors: Jan Verheyen**, Maarten Sourbron*

**, * KU Leuven, Faculty Industrial Engineering Sciences, Campus De Nayer, Research Group: THELES

**corresponding author: jan.verheyen@thomasmore.be +32 (0)15 31 69 44

ABSTRACT

A well designed and controlled application of combined solar thermal and heat pump (SHP) system in the residential sector can contribute to the objectives regarding energy performance of buildings and the use of renewable energy sources aimed at in the European EPBD and RESD directives. The share of energy demand for the production and distribution of domestic hot water (DHW) in the total amount of energy demand in residential applications is growing with the efforts to reduce the energy use for space heating (SH).

Two SHP systems sized to cover SH and DHW demand of a single family, low-energy house in Belgian climate are subjected to various DHW draw-off profiles and setpoint temperatures of the DHW storage tank. System 1 uses a stratified tank for heat storage for SH and DHW distribution with a ground source heat pump and glazed solar thermal collectors whereas system 2 uses two different tanks in parallel for DHW and SH with an air source heat pump and evacuated tube solar collectors. The systems perform best for a DHW tank cut in temperature of 45°C to deliver the DHW profile taken from IEA-SHC task 44/annex 38. The results indicate that lower SPF values can be expected for properly sized SHP systems when subjected to another DHW profile as a result of a change in household size.

INTRODUCTION

This paper presents part-results of the project Zon-Warm.

PROJECT DESCRIPTION ZON-WARM

40% of total energy consumption and 36% of total CO₂ emission of Europe is building related. The application of combined SHP systems for SH and DHW in residential buildings can contribute to the objectives regarding energy performance of buildings and the use of renewable energy sources aimed at in the European EPBD and RESD directives. A well designed and controlled application of SHP system in the residential sector has various important advantages. These can - briefly summarized - all be framed within following 3 improvements; an augmented seasonal performance factor by reaching higher solar fractions, a reduction of primary energy consumption and related CO₂-emission and an augmented share of energy from renewable energy sources.

The project aims at a relief of barriers for implementation and an augmented market share of SHP systems in Flanders, Belgium. More specifically, quality improvement of SHP systems is aimed at by optimizing various existing generic system configurations. A system performance evaluation method, producing reliable and comparable system performance indicators will be used. The results will be formalized in a state-of-the-art literature report, a uniform measurement kit and a code of good practice with guidance on the choice of a suitable system configuration, a tool for dimensioning and guidelines for installation and energy performance calculation.

The project results can lead to an added value of existing system components of solar thermal systems and heat pumps that can contribute to a higher market share of SME's active in the residential sector in Flanders, Belgium. The project can also contribute to the objectives included in the European EPBD and RESD directives and can stimulate economic growth and wealth through innovation. The results will be disseminated to suppliers and producers of components of solar thermal and heat pump systems on the one hand and designers of these systems on the other hand. These include architects, engineers, geologists and installers. Various SME's, scientific, academic, non-profit or sectorial and governmental organisations participate in the project consortium. The project is funded by IWT

(Flemish Agency for Innovation by Science and Technology) together with the participating group of SME's. It is coordinated by THELES research group of KULeuven, Campus De Nayer. THELES also participates in IEA-SHC task 44 / annex 38 of the solar heating and cooling programme. It is briefly referred to as T44 in this text.

More information on the project Zon-Warm can be found at <http://zon-warm.lessius.eu/>. More information on the project T44 can be found at <http://task44.iea-shc.org/>.

SHP SYSTEMS FOR THE PRODUCTION OF DHW

The share of energy demand for the production and distribution of DHW in the total amount of energy demand in residential applications is growing with the efforts to reduce the energy use for SH. For passive, low-energy and near zero energy houses the energy demand for DHW is even greater than the energy demand for SH [Lerch. et al.; 2012]. Figure 1 shows the amount of energy demand for SH and DHW for single family houses with a yearly specific energy demand for SH of 15 kWh/m², 45kWh/m² and 100 kWh/m². They correspond to a passive house, a newly built house according to relatively good standards and a renovated house with a useable floor area of 140m². The energy demand for DHW is adopted from T44 [Haller et al.; 2013] for a cold water supply temperature of 10°C.

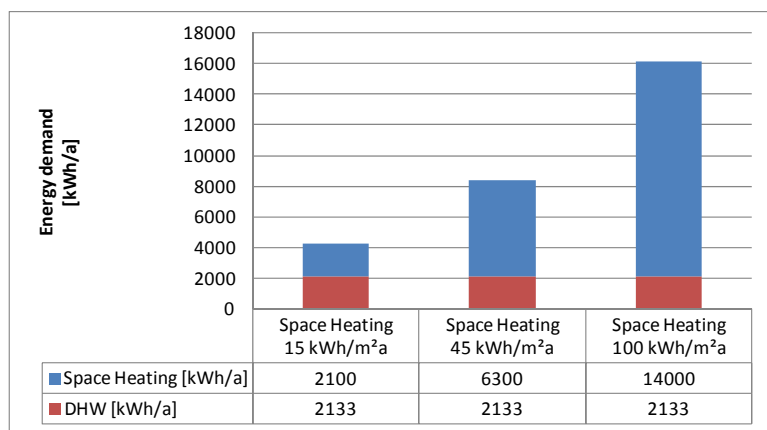


Figure 1: yearly energy demand for SH and for DHW according to T44 [Haller et al.; 2013].

To yield the potential for further savings in energy demand for SH, increasing effort is needed for the low-energy houses. It seems appropriate to shift the attention in the energy performance optimization question towards the DHW production and distribution especially for these type of buildings. The importance of the DHW load in the system sizing also augments for the low-energy houses.

SYSTEM DESCRIPTION

SYSTEM SIZING

Both systems are sized for a design heat load of 1673W (annual specific heating demand of 21 kWh/m²). This corresponds to SFH015 reference building as defined by T44 [Dott et al.; 2012] placed in Belgian climate. The tank volume for DHW corresponds to the maximum daily draw-off volume during the year (namely in winter on a Sunday; 224l). The tank volume for SH is sized to allow storing of SH peak energy demand during one hour. The volume of water is calculated from the energy of the design heat load during 1 hour, for a temperature difference of 5°C between supply and return line of the SH system. This results in 288l for SFH015 in Belgian climate. The required peak power of the heat pump is calculated as the sum of peak power needed for DHW production and peak power needed for SH. The peak power needed for SH is taken equal to the design heat load of the building. The power needed for DHW production is taken equal to the energy needed to supply the maximum daily DHW draw-off added by the daily tank heat losses in a period of 3 hours; the availability period of the heat pump for DHW production. The ground source (system 2; see below) is expected to deliver a peak power of 50W/m [McCorry et al.; 2011] [CEN; 2007]. The solar collectors are sized to obtain a solar fraction of the system of 100% in at least one but no more than two summer months for the reference boundary conditions.

Both systems were not subjected to optimization for better performance. Higher performance values might be possible for other dimensioning and control strategies.

SYSTEM 1

An electrically driven scroll compressor ground source heat pump with electronic expansion valve (R407C, nominal heating capacity: 5.60 kW, COP: 4.3 (at ground source side temperature 0°C and water side temperature 35°C ($\Delta T = 10^\circ\text{C}$))) is coupled at different heights to a stratified buffer storage tank of 512 l with 100mm insulation. The ground source consists of a single 32mm U tube borehole heat exchanger, 86m deep. 8.6m² glazed (flat plate) thermal solar collectors are also coupled to the storage buffer via an external heat exchanger as part of the storage tank.

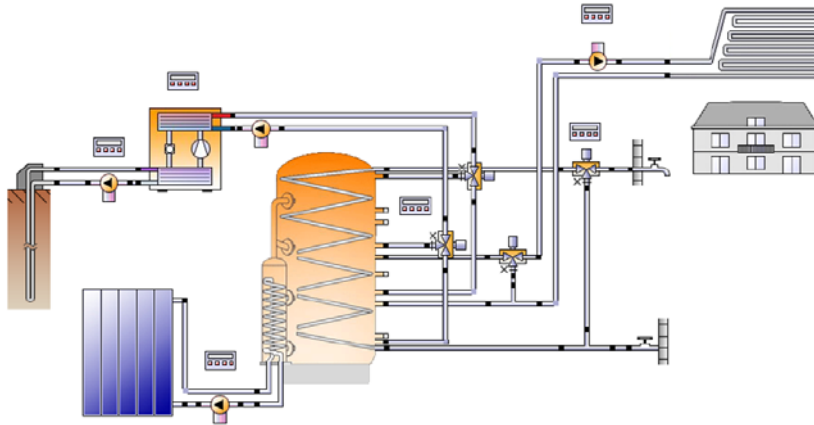


Figure 2: system diagram of system 1 (Vela Solaris; 2013)

SYSTEM 2

Electrically driven air/water heat pump (R410A, nominal heating capacity: 5.49 kW, COP: 3.4 (at $T_a = 2^\circ\text{C}$ – LWC=35°C ($\Delta T = 5^\circ\text{C}$)) according to EN 14511). The heat pump contains an internal circulation pump on the return line of the system (supply to the condenser heat exchanger of the heat pump).

The heat pump is connected to two tanks (224l (DHW) and 288l (SH)) in parallel each with 2 heating coils. The storage tank for SH is maintained at a temperature level suitable to feed the low temperature heating system of the building. The DHW tank is maintained at a temperature level suitable to provide the DHW draw-off profile temperature. The tank is primarily fed by 3 m² vacuum tube collectors according to the heat pipe principle.

The switching valves between the heat pump and the tanks are controlled to give priority to DHW tank heating.

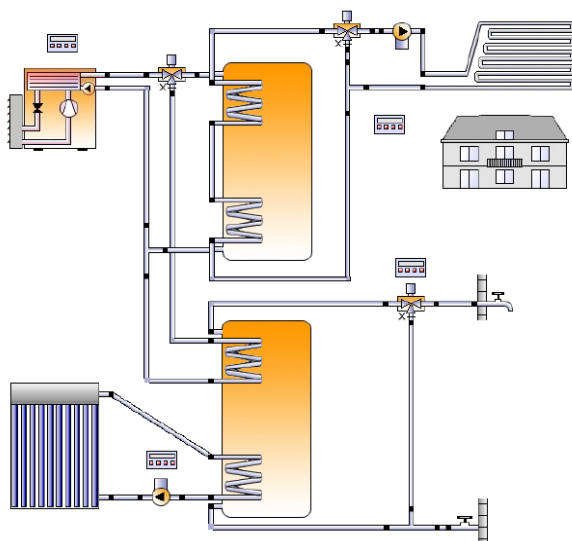


Figure 3: system diagram of system 2 (Vela Solaris; 2013)

BOUNDARY CONDITIONS

CLIMATE

A climate file from the database of Polysun is used, selected based on the location Location: Belgium; Sint-Katelijne Waver (latitude: 51.068°, longitude: 4.501°, elevation: 4m).

DHW PROFILES

The profile for DHW demand (DHW) is adopted from T44 [Haller et al.; 2013]. These hot water draw-off profiles are based on the EU mandate M/324 tapping cycle M (CEN/TC113N380 2003) and (FprEN 16147 2010), corresponding to an average draw-off of 140 l/d at 45 °C (cold water 10 °C) or 5.845 kWh/d (2133 kWh/a). This energy corresponds with 100 l/d at 60°C for a cold water supply of 10°C. The latter draw-off is suggested by the current efforts of the European Union to harmonize test methods for hot water stores with the mandate M/324 (CEN/TC113N380 2003) as an average for a single family [Haller et al.; 2013].

The profile [Haller et al.; 2013] is translated to a suitable format for input in Polysun. The original profile is shown in table 1.

Legend: S=Small; Sh=Shower; FC=Floor cleaning; DW= Dish washing; HC=Household cleaning; Ba=Bath tub.

Nr.	start time (h:min)	Energy $Q_{dhw, std}$ (kWh)	Type	Flow Rate (L/h)	Min. Temp. $\theta_{dhw, set}$ (°C)
1	07:00	0.100	S	240	45
2	07:15	1.315	Sh	600	45
3	07:30	0.100	S	240	45
4	08:00	0.100	S	240	45
5	08:15	0.100	S	240	45
6	08:30	0.100	S	240	45
7	08:45	0.100	S	240	45
8	09:00	0.100	S	240	45
9	09:30	0.100	S	240	45
10	10:30	0.100	FC	240	45
11	11:30	0.100	S	240	45
12	11:45	0.100	S	240	45
13	12:45	0.300	DW	240	55
14	14:30	0.100	S	240	45
15	15:30	0.100	S	240	45
16	16:30	0.100	S	240	45
17	18:00	0.100	S	240	45
18	18:15	0.100	HC	240	45
19	18:30	0.100	HC	240	45
20	19:00	0.100	S	240	45
21	20:30	0.700	DW	240	55
22	21:15	0.100	S	240	45
23	21:30	1.315	Sh	600	45
Total		5.530			

Sunday only; bath tub replaces evening shower;

23	21:30	3.520	Ba	600	45
----	-------	-------	----	-----	----

Table 1: DHW profile [Haller et al.; 2013]

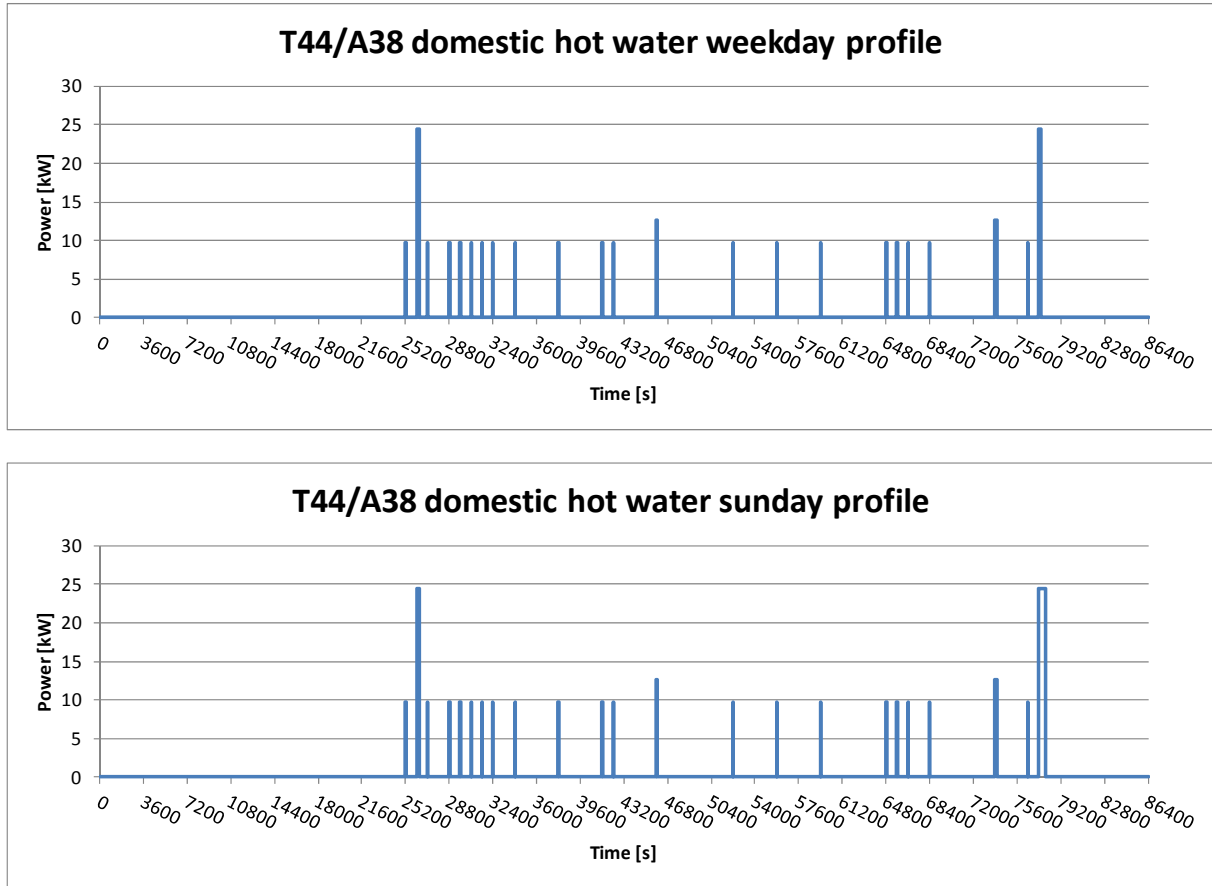


Figure 4: Power profile requested for instantaneous provision of DHW weekday (above), sunday (below) profile of table 1.

Note regarding figure 4; the Sunday bath does not require additional power for instantaneous provision of the draw off energy profile in comparison to the daily evening shower; the draw-off requires more time at equal flow rate and temperature.

Limitations to the use of Polysun in regard to DHW input include following aspects; only one value can be chosen for the temperature of the DHW draw-off. Each draw-off is released instantaneous at the beginning of the respective timestep. Following steps were performed:

- 1) The energy of the original DHW profile is recalculated to the site-specific average cold water supply temperature. The site specific cold water temperature is assumed to be equal to the average ambient temperature of Belgium (the average of hourly values from the reference year file containing weather data taken from TRNSYS file BE-Uccle-64470.tm2; (yearly average ambient air temperature=9.7°C).
- 2) The minimum temperature of the hot water draw-off is set to a fixed value and taken to be the constant temperature of all the hot water draw-off;
 - a. If higher values then the value for the fixed temperature (from start of step 2) occur in the original DHW profile, the additional energy needed for these tapplings to heat the water from the fixed temperature to the higher temperature is delivered by an electrical back-up heater. The energy is split up accordingly. The energy provided by the back-up heater is taken into account outside the Polysun simulation. This energy is considered to be delivered to the DHW draw-off and does not incorporate the system losses (such as storage tank thermal losses to the environment). It is suggested in T44 [Haller et al.; 2013] to apply a penalty factor of 1.5 directly to the energy supplied by the electrical back-up heater. To compensate for the lack of taking these losses into account in the simulation, the penalty factor of 1.5 is used, to be multiplied with the energy provided by the back-up heater.

- b. If lower values than the value for the fixed temperature (from start of step 2) occur in the original DHW profile, the energy remains unaltered. (The resulting time of draw off (determined in step 4) at the same flow rate will be lower.)
- 3) A yearly file is composed. It is assumed the first day of the year is a Monday. The variation of the hot water demand over the year (for various reasons; see T44 [Haller et al.; 2013]) is taken into account by variation of each tapping energy with the time of year using a sine curve with amplitude of 20% according to the methods used in T44 [Haller et al.; 2013].

Note that the daily average energy consumption over the year is not exactly equal to the daily average energy consumption over the week because one year consists of 52 weeks and one Monday.

HOUSEHOLD COMPOSITION AND DISTRIBUTION.

The average household size is 2.3 for Belgium and 2.4 for the European Union (27 countries; including new member states), 2.3 for European Union (15 countries; excluding new member states) and 2.3 for Euro area (17 countries). (All data are taken from EUROSTAT, year=2010.) The data for Belgium are retained for further analysis. It is assumed that household composition does not influence the average amount of hot water draw-off per person, meaning that the average DHW profile of a one-person single family household is a factor 2.3 times smaller than the average.

#persons	year							
	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011
1	32.4	33.9	33.4	34.1	34.7	34.5	34.5	34.8
2	31.2	31.7	31.6	31.7	31.8	32.4	31.7	31.5
3	15.9	15.2	15.5	15	15	14.4	15	14.9
4	13	11.3	12.7	11.7	9.8	10.7	11.2	11.4
5	5.4	5.4	4.9	5.4	6.2	5.3	5.5	5.2
≥6	2.1	2.4	1.9	2.2	2.6	2.7	2.1	2.2

Table 2: Evolution of distribution of households by household size in Belgium (data: EUROSTAT)

The average of the table is 2.3. It is assumed that for the category ≥ 6 , the average number is < 8.5 .

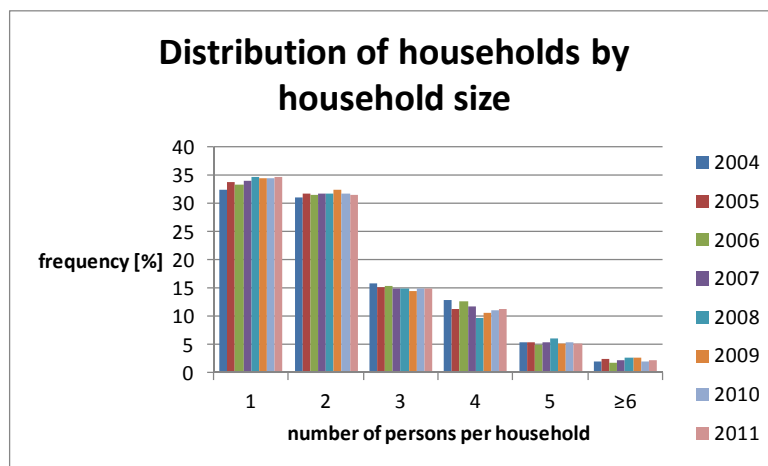


Figure 5: Evolution of household size in Belgium (data: Eurostat)

The average frequency of the 5 persons single family households from 2004 until 2011 is 5.4%. It can be concluded that a 5 person single family household can be considered as a boundary case of what a normal DHW heating plant should be able to manage.

Starting from the original DHW profile and considering all parameters fixed except the mass flow rates for all the tapplings, the average amount of energy needed per day then becomes 2.541 kWh and 12.707kWh for the cases of a one-person and a 5 person single family household respectively.

DHW CASES

DHW profile name	T _{DHW,draw-off} [°C]*	daily amount [l/d]	E _{avg,day} [kWh/d]**	amplitude summer/winter	rate of E_T44***	V [m³/a] (excl. BU heater)
SHP_DHW_40_100	<u>40</u>	153.33	5.845	-20%/+20%	100%	50.409
SHP_DHW_45_100	45	140.00	5.845	-20%/+20%	100%	50.409
SHP_DHW_50_100	<u>50</u>	126.66	5.845	-20%/+20%	100%	45.016
SHP_DHW_55_100	55	113.33	5.845	-20%/+20%	100%	40.814
SHP_DHW_60_100	<u>60</u>	100.00	5.845	-20%/+20%	100%	36.754
SHP_DHW_45_43	45	60.87	2.541	-20%/+20%	<u>43%</u>	21.676
SHP_DHW_55_43	55	60.87	2.541	-20%/+20%	<u>43%</u>	17.55
SHP_DHW_45_87	45	121.74	5.083	-20%/+20%	<u>87%</u>	43.856
SHP_DHW_55_87	55	121.74	5.083	-20%/+20%	<u>87%</u>	35.508
SHP_DHW_45_130	45	182.61	7.624	-20%/+20%	<u>130%</u>	65.532
SHP_DHW_55_130	55	182.61	7.624	-20%/+20%	<u>130%</u>	53.058
SHP_DHW_45_174	45	243.48	10.165	-20%/+20%	<u>174%</u>	87.712
SHP_DHW_55_174	55	243.48	10.165	-20%/+20%	<u>174%</u>	71.016
SHP_DHW_45_217	45	304.35	12.707	-20%/+20%	<u>217%</u>	109.388
SHP_DHW_55_217	55	304.35	12.707	-20%/+20%	<u>217%</u>	88.566

Legend:

*T _{DHW,draw-off}	Fixed temperature of domestic hot water supply provided by the solar heat pump system [°C]. For legionella prevention, the hot water tank additionally is heated to 60°C once a week; thermal benefits for draw-offs and energy use are not included.
daily amount	Average daily volume of domestic hot water draw-off if it were supplied at the fixed temperature T _{DHW, draw-off} , and a cold water supply temperature of 10°C [l/d].
E _{avg, day}	Average daily energy of domestic hot water draw-off if it were supplied at the fixed temperature T _{DHW, draw-off} , and a cold water supply temperature of 10°C [kWh/d].
** Part of this energy is delivered via electrical backup heater to reach the minimum temperature as set by T44/A38 [Haller et al.; 2013] for some tapplings.	
amplitude summer/winter	Amplitude of the sine-curve for the variation of the DHW energy demand [%].
***rate of E_T44:	Rate of energy of domestic hot water draw-off if it were supplied at the fixed temperature T _{DHW, draw-off} , and a cold water supply temperature of 10°C, compared to the energy of DHW draw-off specified by T44/A38 [%]. 43% corresponds to a one-person single family household (assumption average number of persons per household=2.3). 87% corresponds to a two-persons single family household (assumption average number of persons per household=2.3). 100% corresponds to an average single family household according to T44/A38 [Haller et al.; 2013]. 130% corresponds to a three-persons single family household (assumption average number of persons per household=2.3). 174% corresponds to a four-persons single family household (assumption average number of persons per household=2.3). 217% corresponds to a five-persons single family household (assumption average number of persons per household=2.3).
green color, bold	Reference profiles.
red color, underlined	Parameters defining the deviation of the specific DHW profile in comparison to the reference profiles.

Table 3: DHW draw-off profile cases considered.

When the minimum temperature of the case (specified by column with header T_{DHW, draw-off}) is lower than the minimum temperature indicated in the T44 DHW profile, part of the energy to reach the minimum temperature indicated in the T44 DHW profile is delivered by a backup-heater.

A recalculation is performed so that the daily average over the year (E_{avg,day}) for a cold water supply of 10°C matches the total energy needed to provide the rate of E_T44. The final resulting DHW load files are however constructed for the local cold water supply of 9.7°C.

Figure 6 gives an overview of the weekly total energy for all the DHW cases.

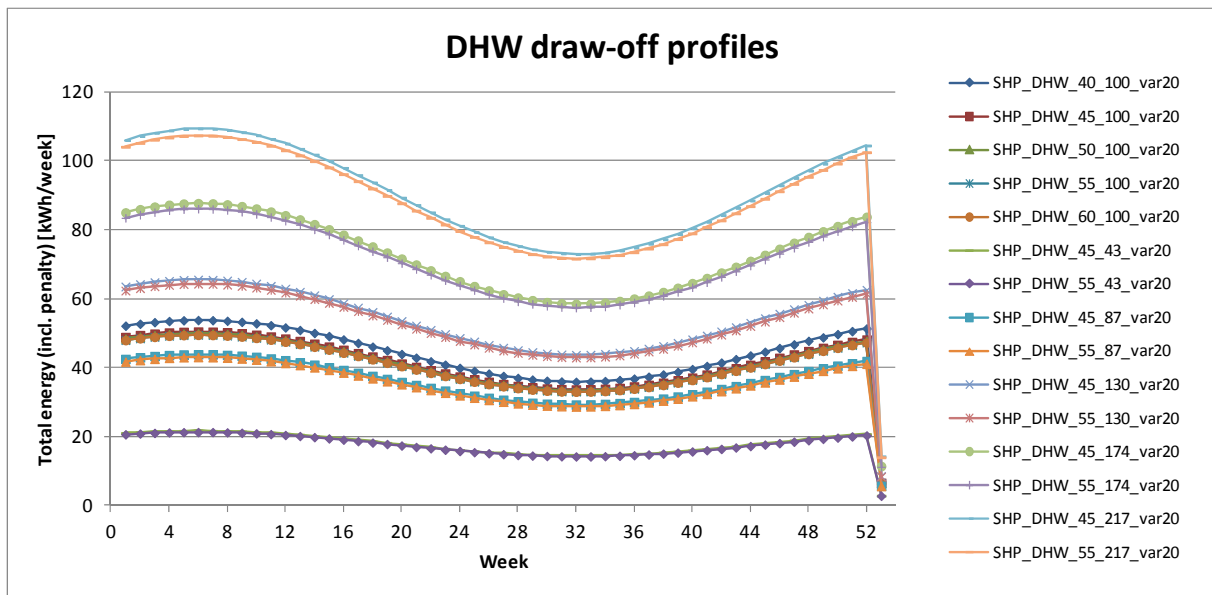


Figure 6: DHW weekly total energy (including backup heater with the use of the penalty factor of 1.5) over the year for all DHW profile cases as described in table 3.

Figure 7 gives the same information as figure 6, but excluding the use of the penalty factor for the backup heater.

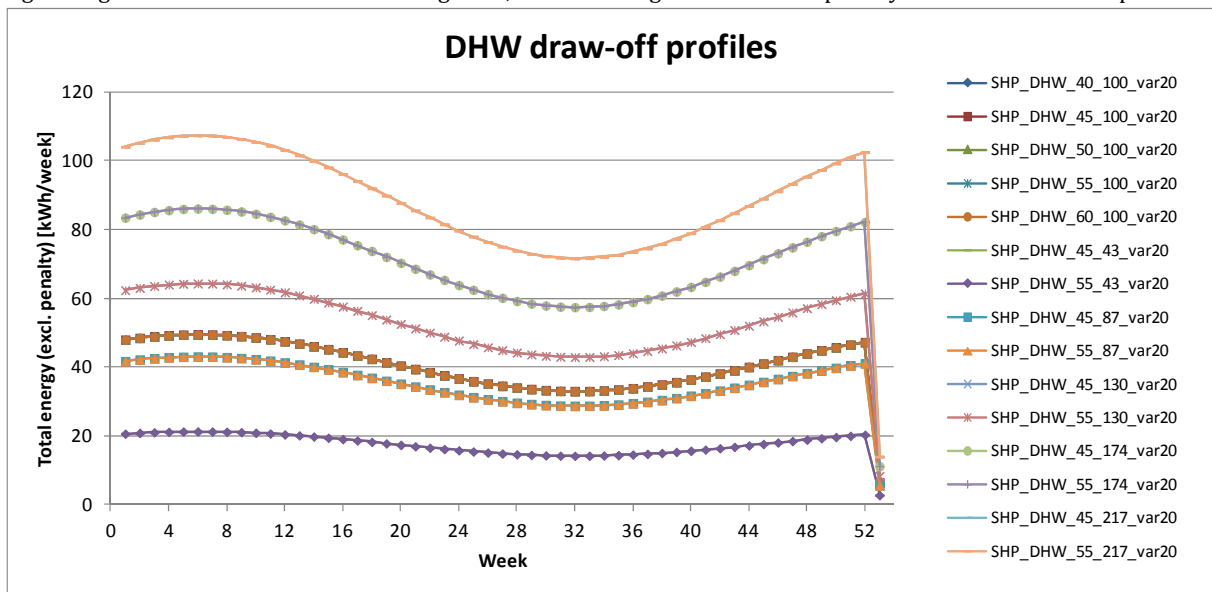


Figure 7: DHW weekly total energy (including backup heater) excluding the penalty factor over the year for all DHW profile cases as described in table 3.

BUILDING SPACE HEATING LOAD

The building reference from T44 [Dott et al.; 2012] with an annual specific heating energy demand of 15kWh/m² in the Strassbourg climate is taken. It is considered in the Belgian climate, resulting in an annual specific heating energy demand of 21 kWh/m². The heating system is a floor heating system of 140m² with inlet/outlet temperature setting of 35°C/30°C.

As the focus of this paper lies on domestic hot water production, the influence of household size on the building SH demand is assumed to be negligible.

METHOD

SIMULATION

Polysun Designer v.6.1 (Vela Solaris; 2013) is used for the system simulations. It is briefly referred to as Polysun in this text. Limitations to the use of Polysun in regard to the system simulation include following aspects.

- The heat pump is considered to operate in an on/off modus. Polysun does not enable simulation of modulating power for heat pumps.
- The annual volume of DHW draw-off expressed in m³ is round off to the integer.

As the subject of this paper focuses on the production of DHW, it is chosen to represent the building in a simplified manner, via the design heat load.

PERFORMANCE EVALUATION

The performance of the system and the components is calculated according to following various methods;

$$SPF_{excl BU} = \frac{Q_{use DHW, excl BU} + Q_{net heating system}}{E_{consumption HP} + E_{pumps}}$$

$$SPF_{incl BU, excl pen} = \frac{Q_{use DHW, excl BU} + Q_{BU, DHW} + Q_{net heating system}}{E_{consumption HP} + E_{pumps} + E_{BU}}$$

$$SPF_{incl BU, incl pen} = \frac{Q_{use DHW, excl BU} + Q_{BU, DHW} + Q_{net heating system}}{E_{consumption HP} + E_{pumps} + E_{BU} + E_{penalty}}$$

$$SF_{excl BU} = 100 \cdot \frac{Q_{sol}}{Q_{sol} + Q_{heat source HP} + E_{consumption HP}}$$

$$SF_{incl BU, excl pen} = 100 \cdot \frac{Q_{sol}}{Q_{sol} + Q_{heat source HP} + E_{consumption HP} + E_{BU}}$$

$$SF_{incl BU, incl pen} = 100 \cdot \frac{Q_{sol}}{Q_{sol} + Q_{heat source HP} + E_{consumption HP} + E_{BU} + E_{penalty}}$$

$$S_{HP} = 100 \cdot \frac{Q_{heat source HP} + E_{consumption HP}}{Q_{sol} + Q_{heat source HP} + E_{consumption HP}}$$

$$S_{SC} = 100 \cdot \frac{Q_{sol}}{Q_{sol} + Q_{heat source HP} + E_{consumption HP}}$$

$$SPF_{HP} = \frac{Q_{heat source HP} + E_{consumption HP}}{E_{consumption HP}}$$

$$SPF_{SC} = \frac{Q_{sol}}{E_{pump solar loop}}$$

In which;

S_{HP}	Share of the heat delivered by the heat pump to the system compared to the total heat delivered by the heat pump and the solar collectors [%]
S_{SC}	Share of the heat delivered by the solar collectors to the system compared to the total heat delivered by the heat pump and the solar collectors [%]
$SF_{excl BU}$	Solar fraction of the system excluding the energy of the backup heater for DHW [%]

$SF_{incl\ BU, excl. pen}$	Solar fraction of the system including the energy of the backup heater for DHW without the use of a penalty factor for the electricity consumption of the backup heater [%]
$SPF_{incl\ BU, incl. pen}$	Solar fraction of the system including the energy of the backup heater for DHW with the use of a penalty factor for the electricity consumption of the backup heater [%]
$SPF_{excl\ BU}$	Seasonal performance factor of the system excluding the energy of backup heater for DHW [-]
$SPF_{incl\ BU, excl. pen}$	Seasonal performance factor of the system including the energy of backup heater for DHW without the use of a penalty factor for the electricity consumption of the backup heater [-]
$SPF_{incl\ BU, incl. pen}$	Seasonal performance factor of the system including the energy delivered by the backup heater for DHW with the use of a penalty factor of 1.5 for the electricity consumption of the backup heater [-]
SPF_{HP}	Seasonal performance factor of the heat pump [-]
SPF_{SC}	Seasonal performance factor of the solar thermal system [-]
$Q_{heat\ source\ HP}$	Heat delivered to the system from the ground source [kWh]
Q_{sol}	Solar energy delivered to the system [kWh]
$Q_{use\ DHW, excl\ BU}$	Heat delivered for DHW consumption by the system excluding the heat delivered by the backup heater [kWh]
$Q_{net, heating\ system}$	Heat delivered to the space heating system by the system [kWh]
$Q_{BU\ DHW}$	Heat delivered by the backup heater for DHW [kWh]
$E_{consumption\ HP}$	Electricity consumption of the heat pump [kWh]
E_{pumps}	Electricity consumption of the pumps [kWh]
E_{BU}	Electricity consumption of the backup heater (without the use of a penalty factor) [kWh]
$E_{penalty}$	Part of electricity consumption of the backup heater on top of E_{BU} as a result of the use of the penalty factor [kWh] (= (penalty factor · E_{BU})- E_{BU})

RESULTS

Table 4 contains an overview of all the system simulation results and performance indicators.

System	DHW profile	$E_{\text{excl BU}}$ [kWh]	$E_{\text{BU,excl_Pen}}$ [kWh]	$E_{\text{BU,ind_Pen}}$ [kWh]	$\text{SPF}_{\text{excl BU}}$ [-]	$\text{SPF}_{\text{incl BU, excl_Pen}}$ [-]	$\text{SPF}_{\text{incl BU, ind_Pen}}$ [-]	$\text{SF}_{\text{excl BU}}$ [%]	$\text{SF}_{\text{ind BU, excl pen}}$ [%]	$\text{SF}_{\text{ind BU, ind pen}}$ [%]	SPF_{HP} [-]	SPF_{SC} [-]	S_{HP} [%]	S_{SC} [%]
System 2	SHP_DHW_40_100	1289	374	561	3.66	3.06	2.75	29.1	27.3	26.5	3.14	252	71	29
System 2	SHP_DHW_45_100	1476	81	122	3.39	3.27	3.19	28.6	28.2	28.0	2.90	260	71	29
System 2	SHP_DHW_50_100	1682	41	61	3.00	2.95	2.92	27.9	27.7	27.6	2.60	270	72	28
System 2	SHP_DHW_55_100	1962	0	0	2.59	2.59	2.59	27.0	27.0	27.0	2.29	284	73	27
System 2	SHP_DHW_60_100	2395	0	0	2.12	2.12	2.12	26.3	26.3	26.3	1.90	299	74	26
System 2	SHP_DHW_45_43	1221	35	52	3.15	3.09	3.05	26.5	26.3	26.2	3.02	247	74	26
System 2	SHP_DHW_55_43	1518	0	0	2.54	2.54	2.54	25.8	25.8	25.8	2.48	258	74	26
System 2	SHP_DHW_45_87	1414	71	106	3.36	3.25	3.17	28.6	28.2	28.0	2.91	262	71	29
System 2	SHP_DHW_55_87	1844	0	0	2.60	2.60	2.60	27.2	27.2	27.2	2.32	284	73	27
System 2	SHP_DHW_45_130	1649	105	158	3.41	3.26	3.17	27.9	27.4	27.2	2.87	251	72	28
System 2	SHP_DHW_55_130	2211	0	0	2.58	2.58	2.58	26.1	26.1	26.1	2.26	286	74	26
System 2	SHP_DHW_45_174	1912	141	212	3.39	3.23	3.12	26.0	25.5	25.3	2.86	235	74	26
System 2	SHP_DHW_55_174	2594	0	0	2.55	2.55	2.55	24.3	24.3	24.3	2.23	271	76	24
System 2	SHP_DHW_45_217	2163	176	264	3.37	3.19	3.08	24.2	23.7	23.4	2.87	223	76	24
System 2	SHP_DHW_55_217	2981	0	0	2.51	2.51	2.51	22.5	22.5	22.5	2.22	254	78	22
System 1	SHP_DHW_40_100	765	374	561	6.14	4.45	3.82	45.8	43.2	42.0	4.45	1000	54	46
System 1	SHP_DHW_45_100	931	81	122	5.34	4.99	4.80	43.3	42.8	42.5	4.01	1032	57	43
System 1	SHP_DHW_50_100	1089	41	61	4.60	4.47	4.39	40.5	40.2	40.1	3.66	1022	60	40
System 1	SHP_DHW_55_100	1233	0	0	4.09	4.09	4.09	38.5	38.5	38.5	3.40	1030	61	39
System 1	SHP_DHW_60_100	1520	0	0	3.33	3.33	3.33	34.2	34.2	34.2	3.08	1109	66	34
System 1	SHP_DHW_45_43	728	35	52	5.25	5.05	4.94	46.3	46.1	45.9	4.09	999	54	46
System 1	SHP_DHW_55_43	970	0	0	3.95	3.95	3.95	41.5	41.5	41.5	3.44	1005	59	41
System 1	SHP_DHW_45_87	881	71	106	5.35	5.03	4.85	44.2	43.7	43.4	4.02	1012	56	44
System 1	SHP_DHW_55_87	1177	0	0	4.05	4.05	4.05	39.2	39.2	39.2	3.38	1008	61	39
System 1	SHP_DHW_45_130	1054	105	158	5.32	4.92	4.71	41.5	40.8	40.5	3.98	1002	59	41
System 1	SHP_DHW_55_130	1412	0	0	4.03	4.03	4.03	35.9	35.9	35.9	3.37	1007	64	36
System 1	SHP_DHW_45_174	1235	141	212	5.27	4.83	4.60	38.8	38.1	37.8	3.97	1015	61	39
System 1	SHP_DHW_55_174	1669	0	0	3.98	3.98	3.98	33.2	33.2	33.2	3.34	1008	67	33
System 1	SHP_DHW_45_217	1424	176	264	5.17	4.71	4.46	36.1	35.4	35.0	3.96	1008	64	36
System 1	SHP_DHW_55_217	1923	0	0	3.92	3.92	3.92	30.8	30.8	30.8	3.32	1034	69	31

Table 4: System simulation results

Figure 8 shows results of system 1 and 2 with DHW tank setpoint temperatures of 45°C and 55°C for T44 DHW profile.

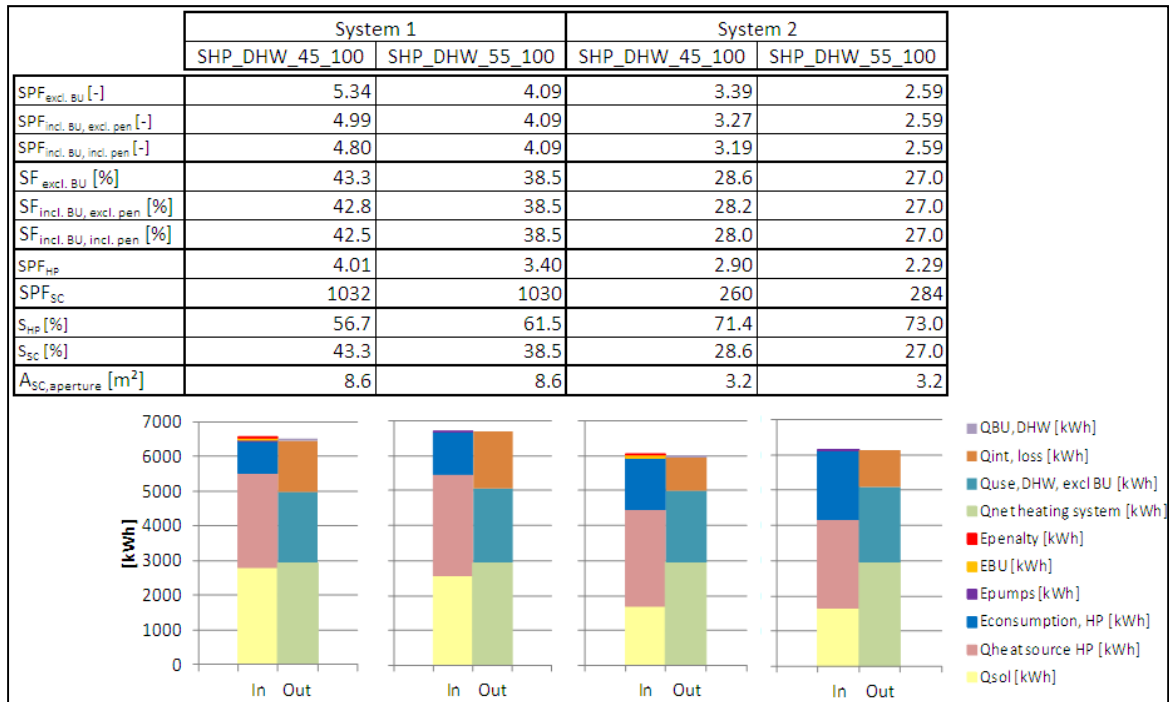


Figure 8: Energy balance and performance of system 1 and 2 with DHW tank setpoint temperatures of 45°C and 55°C subject to the T44 DHW profile for SFH015 in Belgian climate

Figures 9 to 11 show the results of the influence of varying setpoint temperature of the DHW tank ($T_{\text{set min, DHW tank}} [^{\circ}\text{C}]$) and household size (translated to Rate of E_T44 [%]) on the performance of both systems. Mind the difference in magnitude of the SPF values (ordinate) between system 1 and system 2.

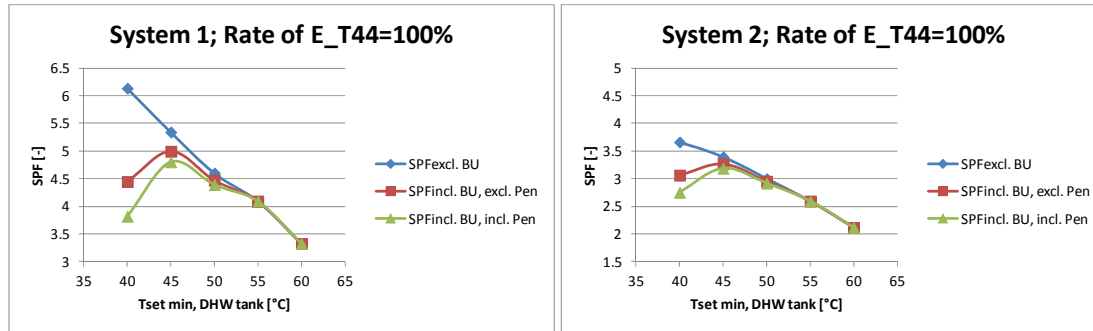


Figure 9: influence of DHW tank setpoint temperature on SPF of system 1 (left) and system 2 (right)

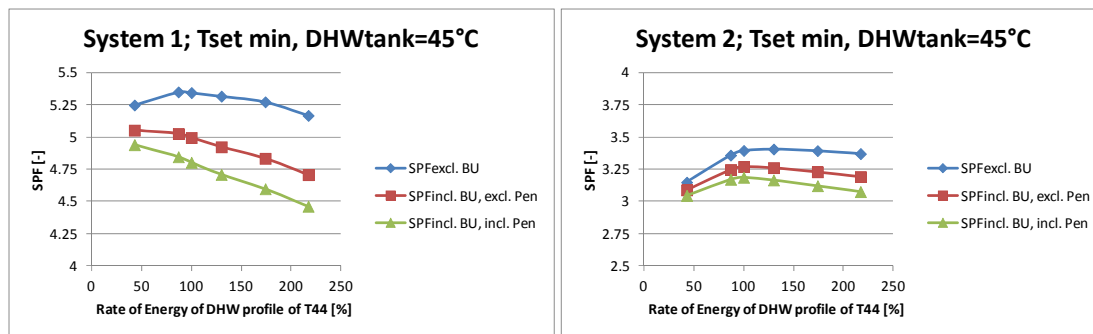


Figure 10: influence of household size on SPF of system 1 (left) and system 2 (right) at DHW tank setpoint temperature of 45°C.

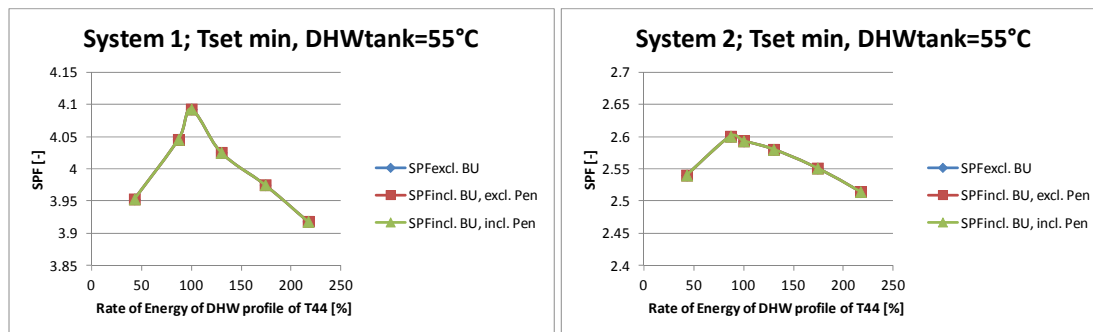


Figure 11: influence of household size on SPF of system 1 (left) and system 2 (right) at DHW tank setpoint temperature of 55°C.

DISCUSSION

Figure 9 shows higher SPF values for lower DHW tank temperature setpoints when no backup heater energy is considered. When backup heater energy is considered, both with and without penalty, a maximum can be found in SPF at DHW tank temperature settings of 45°C. This corresponds to the minimum draw-off temperature in the DHW profile. The energy of DHW tapings at this minimum temperature accounts for 82.9% of total energy of the reference T44 DHW profile. The remaining 17.1% is delivered at a minimum of 55°C. At lower setpoint temperatures ($T_{\text{set min, DHW tank}} < 45^{\circ}\text{C}$), the additional heat to reach the temperature of the tapings needs to be delivered by the backup heater. The backup-heater is less efficient compared to the SHP system regardless of the use of the penalty factor. The use of the penalty factor engraves the difference. At higher temperatures ($T_{\text{set min, DHW tank}} > 45^{\circ}\text{C}$), the thermal losses of the system are higher, resulting in reduced SHP system performance.

Figure 9 and figure 10 show a more pronounced difference between the various performance indicators for system 1 in comparison to system 2. This can be partly explained by the higher SPF values of system 1.

Figure 10 indicates an optimum for both systems at the reference T44 DHW profile. System performance will diminish when deviating from the DHW profile, the system was designed for. Such a deviation occurs for instance when household size alters. This means that both systems are best suited to manage the T44 DHW profile (average household size) in comparison to DHW profiles of other household sizes. The effect on SPF is less pronounced for system 2 and rather small for system 2. System 1 with DHW tank setpoint temperature of 45°C is an exception; it performs best at the smallest household size when taking the backup heater energy use into consideration. Based on these results, lower SPF values can be expected for properly sized SHP systems when subjected to another DHW profile as a result of a change in household size. Compared to the $SPF_{incl\ BU, incl. pen}$ value for 100% rate of T44 DHW profile volume, $SPF_{incl\ BU, incl. pen}$ value can diminish up to 7.1% when the rate has increased to 217% (system 1 for $T_{set\ min, DHWtank}=45^{\circ}C$). Compared to the $SPF_{incl\ BU, incl. pen}$ value for 100% rate of T44 DHW profile volume, $SPF_{incl\ BU, incl. pen}$ value can diminish up to 4.4% when the rate has decreased to 43% (system 2 for $T_{set\ min, DHWtank}=45^{\circ}C$). Up to 10% difference was obtained for $SPF_{incl\ BU, incl. pen}$ value for altered rate of T44 DHW profile ($SPF_{incl\ BU, incl. pen}$ value -10% for system 1 rate of T44 DHW volume 43% to 217% for $T_{set\ min, DHWtank}=45^{\circ}C$).

It should be noted that the volume of draw-off will most likely not increase or decrease linearly with the number of persons constituting the household size. The corresponding decrease in SPF can be considered indicator for the trend.

Figure 11 shows no difference between the various performance indicators. No backup heater energy is delivered because the tank temperature is set as to enable DHW draw-off of the highest temperature in the DHW profile.

Figure 8 contains a comparison of performance indicators of system 1 and system 2 for DHW tank setpoint temperatures of 45°C and 55°C for the DHW profile defined by T44 [Haller et al.; 2013]. All the performance indicators show clearly that system 1 performs much better than system 2. All SPF and SF (regardless of the subscripts) values are higher for system 1 compared to those of system 2 for both the DHW tank setpoint temperature cases for the T44 DHW profile. Looking at the whole system, SPF of system 1 is between 50% and 58% higher compared to that of system 2 for the setpoint temperatures 45°C and 55°C (depending on the performance indicator used defined by the subscript of SPF and SF indicators). System 1 utilizes the solar heat for both DHW production and SH, whereas system 2 only uses the energy delivered by the solar panels for DHW production. The total area of solar collectors installed in system 1 has better performance in comparison to the collectors of system 2 ($SPF_{SC, system\ 1}=1032$ versus $SPF_{SC, system\ 2}=260$ and $SPF_{SC, system\ 1}=1030$ versus $SPF_{SC, system\ 2}=284$ for DHW tank setpoint temperatures of 45°C and 55°C respectively). The collectors of system 1 have a higher share in the heat delivered for DHW and SH in comparison to system 2 ($S_{sc, system\ 1}=43.3$ versus $S_{sc, system\ 2}=28.6$ and $S_{sc, system\ 1}=38.5$ versus $S_{sc, system\ 2}=27.0$ for DHW tank setpoint temperatures of 45°C and 55°C respectively). The rules used for sizing both systems are equal but the technology of the solar collectors differs, they have a larger aperture area and the heat delivered is utilized for both SH and DHW. The results given in table 4 indicate that the trends of these conclusions also hold true for all the DHW profiles considered. Looking at the whole system, SPF of system 1 is between 39% and 67% higher and SF between 30% and 75% higher compared to those of system 2. The share of the heat delivered by the solar collectors to the system compared to the total heat delivered by the heat pump and the solar collectors is between 30% and 75% higher for system 1 compared to system 2.

Regarding the use of the penalty factor for the electrical energy consumption of the backup heater, it should be noted that the use of this penalty factor can be decisive in disfavor of the SHP system using an electrical backup heater in comparison to other systems. However, depending on the technology of the backup heater and the distance from the tapping locations, the use of an electrical backup heater also causes thermal losses that should be taken into account. The use of the penalty factor for the calculation of the performance indicators should roughly compensate for these losses and discourages the use of an electrical backup heater.

CONCLUSIONS

System 1 performs much better than system 2. System 1 utilizes the solar heat for both DHW production and SH, whereas system 2 only uses the energy delivered by the solar panels for DHW production. Both systems perform best when DHW tank minimum temperature is set at 45°C. For the T44 DHW profile, including the backup heater energy with penalty factor of 1.5, SPF of system 1 and system 2 equals 4.80 and 3.19 respectively. The performance of both systems alters when household size deviates from the size for which the system was designed regardless of the performance indicator considered. This is less pronounced for system 2. For an increase of the DHW draw-off volume from 100% to 217%, corresponding with an increase in household size from average 2.3 to 5 persons, the results show a decrease of the SPF value of up to 7%. Based on the results of this study, lower SPF values can be expected for properly sized SHP systems when subjected to another DHW profile as a result of a change in household size.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors greatly acknowledge the funding and support of the Zon-Warm project by IWT.



REFERENCES

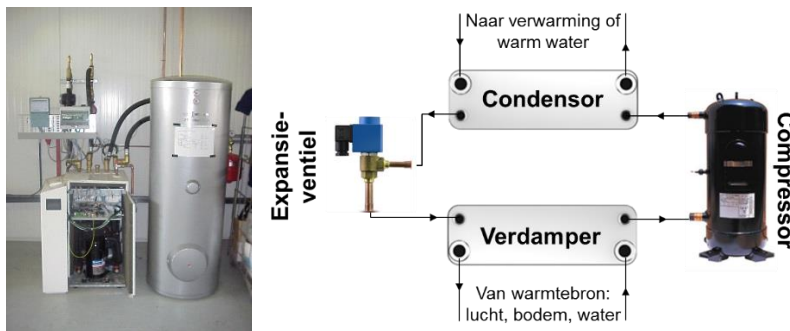
- CEN; 2007; EN 15450: Heating systems in buildings – Design of heat pump heating systems; European Committee for Standardization (CEN), Brussels; 2007;
- Dott R., Haller M.Y., Ruschenburg J., Ochs F., Bony J.; 2012; The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 - Part B: Buildings and Space Heat Load - A technical Report of Subtask C - Report C1; Institut Energie am Bau - Fachhochschule Nordwestschweiz, IEBau - FHNW, Muttens, Switzerland; 25/10/2012;
- Haller M., Dott R., Ruschenburg J., Ochs F., Bony J.; 2013; The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 - Part A: General Boundary Conditions - A technical Report of Subtask C - Report C1; Institut für Solartechnik SPF, Hochschule für Technik HSR, Rapperswil, Switzerland; 07/03/2013;
- Lerch W., Heinz A.; 2012; Simulation of different HP/solar systems incl. waste water heat recovery (WHR) for low energy buildings; meeting 5 Povia, Portugal; 05/03/2012.
- McCorry M., Jones G.Ll. (eds); 2011; Geotrained Training Manual for Designers of Shallow Geothermal Systems; Geotrained, European Federation of Geologists; Brussels; 2011;

DEEL 1: Zonwarmtepompen: warmtepomp en zonneboiler in één

'Wat is de meerwaarde van een zonneboiler op een installatie die reeds een warmtepomp bevat?' Hoe ziet een dergelijke gecombineerde installatie eruit? Welke dimensioneringsregels moeten gevolgd worden voor de verschillende componenten, hoe worden ze gekoppeld met elkaar en hoe wordt de regelaar ingesteld die een goede werking in alle omstandigheden moet garanderen? In het IWT-TETRA-project ZonWarm¹ heeft de vakgroep Thermotechniek van KU Leuven, technologiecampus De Nayer enkele installaties onder de loep genomen en werd aan de hand van dynamisch-thermische simulaties het effect van installatieconcepten en parametervariaties onderzocht.

Maarten Sourbron, KU Leuven, Technologiecampus De Nayer, Sint-Katelijne-Waver.

BEGIN KADERSTUK 1

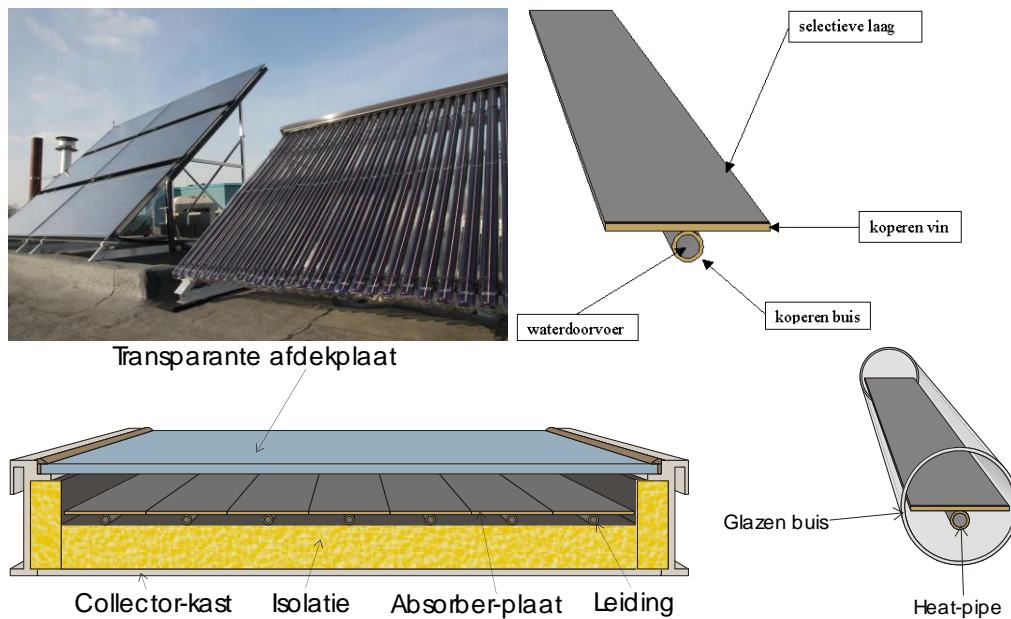


Een warmtepomp haalt warmte van lage temperatuur uit een beschikbare warmtebron in onze omgeving: vaak is dat de buitenlucht, horizontale of verticale lussen in de bodem of bodemwater. Afhankelijk van de warmtebron, spreken we dus over warmte aan een temperatuur van bv. -10°C tot 10°C. In de warmtepomp stroomt een koelmiddel dat in contact komt met die warmtebron en op lage druk verdampt in de “verdamer”. De “compressor” doet de druk, en ook de temperatuur van het koelmiddelgas stijgen. Dit warm gas condenseert wanneer het in de “condensor” in contact komt met het water van de verwarmings- of warm waterkring van een gebouw (op bv. 25°C tot 45°C). Het water warmt hierdoor op. Het “expansieventiel” verlaagt de druk van het koelmiddel zodat het in de verdamer opnieuw warmte kan opnemen en de cyclus herbegint. In dit artikel behandelen we elektrische warmtepompen, maar andere types warmtepompen bestaan ook, zoals gasgedreven of met absorptietechnologie.

EINDE KADERSTUK 1

BEGIN KADERSTUK 2

¹ IWT-TETRA: <http://www.iwt.be/subsidies/tetra> en projectwebsite <http://zon-warm.lessius.eu/>

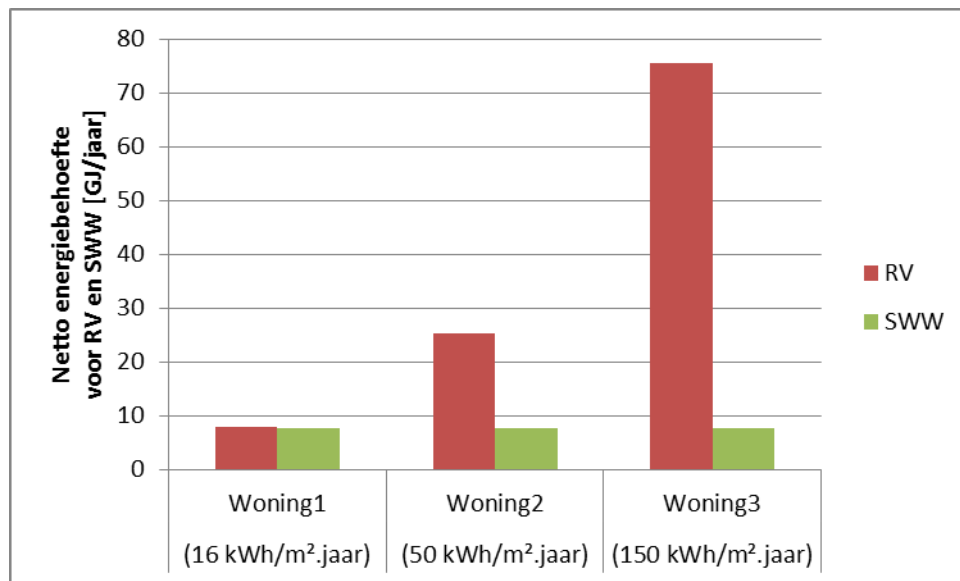


Thermische zonnecollectoren verwarmen water (of een glycolmengsel of soms ook lucht) door de zonnestraling te absorberen op een koperen plaatje met een stralingsselectieve coating. Achteraan zit een koperen buis waardoor het water (of glycolmengsel) stroomt. De zonnestraling verwarmt het koperen plaatje, en zo, via de koperen buis het water of glycolmengsel. Zonnecollectoren zijn vaak uitgevoerd als vlakke plaat-collector of als vacuümbuis met (meestal) een heatpipe-absorber.

EINDE KADERSTUK 2

Het doel van een zonwarmtepomp-installatie

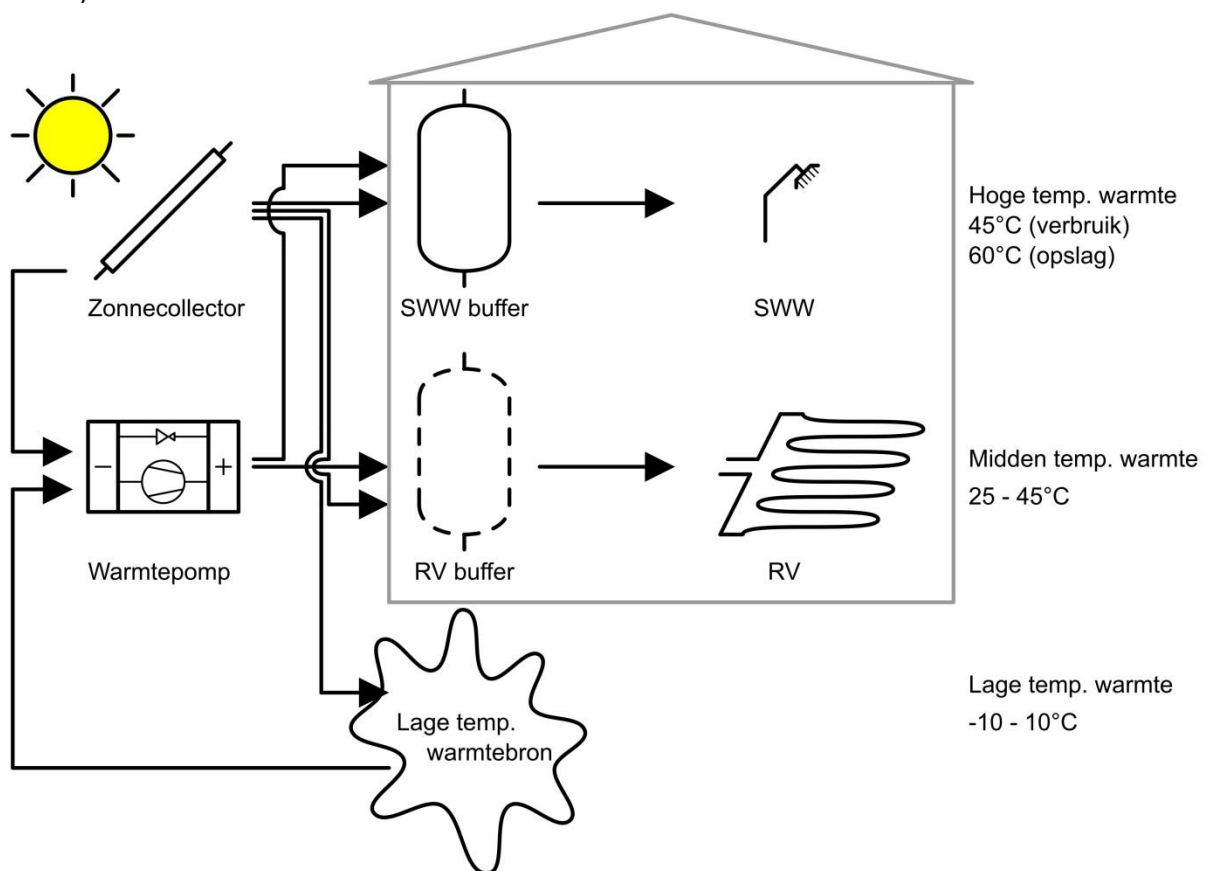
Eerst en vooral moet bij het ontwerp van een installatie goed gekeken worden naar de taak die deze installatie moet uitvoeren: verwarming van de woning en productie van warm water. De huidige wetgeving, met de steeds strengere EPB-richtlijnen, moedigt terecht de bouw van energiezuinige woningen aan. Figuur 1 geeft aan wat dit betekent: de vraag aan ruimteverwarming (RV) daalt terwijl de vraag aan sanitair warm water (SWW) gelijk blijft. Het feit dat de warmtevraag voor verwarming gelijk wordt aan die voor sanitair warm water zal een grote rol spelen bij het ontwerp van zonwarmtepompen in nieuwe woningen.



Figuur 1: Netto energiebehoefte voor ruimteverwarming (RV) en sanitair warm water (SWW) voor drie referentiewoningen uit het ZonWarm-project

Hoe werken zonneboiler en warmtepomp samen?

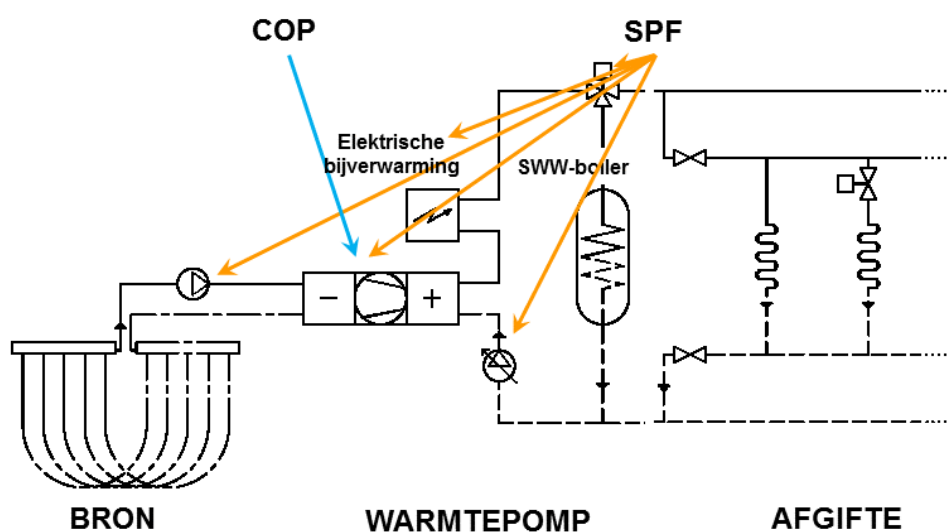
Globaal kan een zonwarmtepomp voorgesteld worden als een installatie met twee warmtebronnen (zonnecollectoren en warmtepompen) en twee warmtevragers (ruimteverwarming en sanitair warm water).



Figuur 2: Basisschema van een zonwarmtepomp-installatie met de mogelijke schakelingen. De 'warmte-aanbieders' thermische zonnecollectoren en warmtepomp leveren warmte op twee temperatuurniveaus aan de 'warmte-vragers' Sanitair Warm Water en RuimteVerwarming.

Voor Sanitair Warm Water (SWW) is door het gepiekte verbruik een hoog vermogen nodig en een relatief hoge temperatuur van 45-60°C. Omdat de hoeveelheid zonne-energie varieert tijdens de dag en een warmtepomp vaak een beperkt vermogen heeft, is een buffervat voor SWW altijd nodig. Verwarming met warmtepompen gebeurt typisch met een lage temperatuursysteem zoals vloerverwarming (25-45°C) en kent doorheen de dag een constantere warmtevraag. Voor ruimteverwarming is een buffer dan weer niet altijd noodzakelijk omdat bijvoorbeeld een vloerverwarming op zichzelf al een grote thermische massa heeft.

BEGIN KADERSTUK 3



Figuur 3: Verband tussen Coefficient of Performance (COP) en Seasonal Performance Factor (SPF) van een warmtepomp

De efficiëntie van een warmtepomp wordt typisch aangeduid met de Coefficient of Performance (COP) en de Seasonal Performance Factor (SPF). De COP is de verhouding van het geproduceerde warmtevermogen tot het elektrische vermogen van de compressor. De SPF kijkt daarentegen over een langere periode (een jaar, een stookseizoen) en is de verhouding van de geproduceerde warmte tot de hoeveelheid elektrische energie die in die periode nodig was om de warmtepomp én alle hulpapparatuur (pompen, regeling, bijverwarming, ...) te laten werken.

Hoe lager de temperatuur van de geproduceerde warmte, hoe hoger de SPF van een warmtepomp zal zijn. Voor vloerverwarming (25°C-45°C) zal de SPF dus hoger zijn dan voor sanitair warm water (45°C-60°C). Dit is belangrijk om de werking van een warmtepompinstallatie te begrijpen.

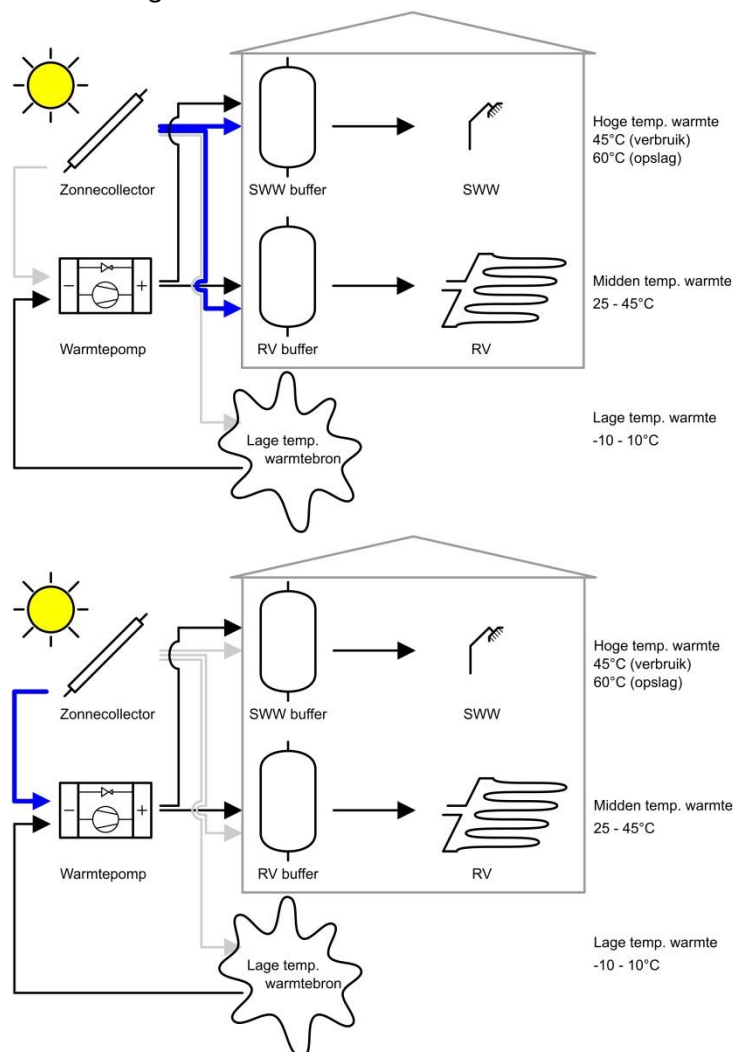
Voor zonnecollectoren is het ook mogelijk een COP en SPF te berekenen. Immers, zonnecollectoren leveren warmte, maar hiervoor is ook elektrische energie nodig om de circulatiepomp aan te drijven.

EINDE KADERSTUK 3

De SPF van elektrische warmtepompen varieert tussen 2,5 en 5. Dit wil zeggen dat voor elke verbruikte kWh elektriciteit, de warmtepomp 2,5 tot 5 kWh warmte levert aan de woning. Zonnecollectoren hebben daarentegen een SPF van ongeveer 50 tot 80 (hoewel er bij de ZonWarm-metingen ook pieken tot 160 gemeten werden): 1 kWh elektriciteit levert 50 tot 80 kWh warmte. De zonnecollectoren kunnen dus met eenzelfde hoeveelheid elektriciteit meer warmte produceren dan warmtepompen. Daarom moet het gecombineerde systeem zo ontworpen en geregeld worden dat de zonnecollectoren altijd voorrang krijgen als er zonnewarmte beschikbaar is.

Parallel of serie?

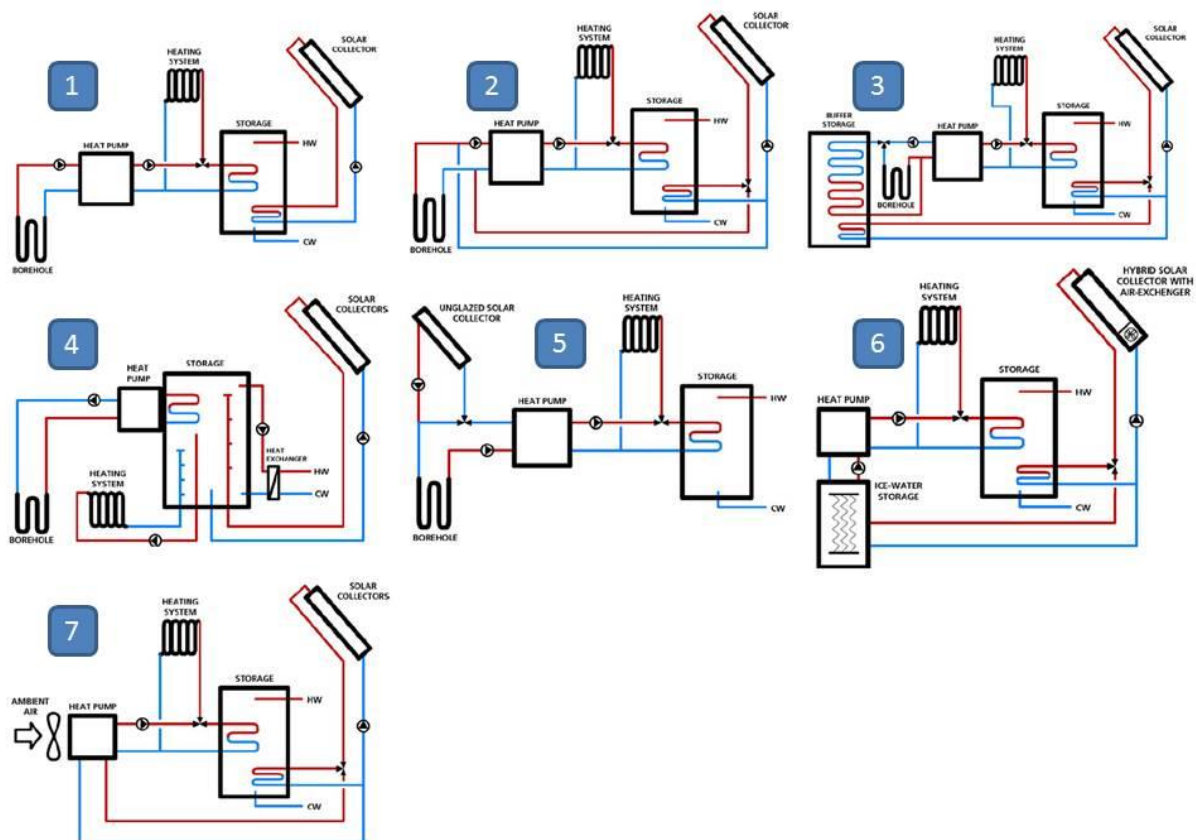
In de meeste installaties worden de zonnecollectoren parallel aan de warmtepomp geschakeld (Figuur 4) : ofwel leveren de zonnecollectoren warmte aan de installatie (als er voldoende zoninstraling is), ofwel neemt de warmtepomp over. Uit een enquête, uitgevoerd tijdens het Europese project IEA SHC task 44 (task44.iea-shc.org) in verschillende Europese landen, bleek dat 93% van de aangeboden installaties parallel werken. Door de steeds lagere warmtevraag voor ruimteverwarming wordt het echter ook mogelijk om de zonnecollectoren als warmtebron voor de warmtepomp te gaan inzetten (serie-schakeling). Dergelijke systemen zijn echter nog zeldzaam en bevinden zich in de ontwikkelingsfase.



Figuur 4: (1) Zonnecollectoren werken parallel aan de warmtepomp, (2) zonnecollectoren als bron voor de warmtepomp (in serie).

Installatieontwerp

In een Europese project (IEA SHC task 44) waaraan de onderzoeksgroep meewerkte, werden 7 categorieën van installatietypes naar voor geschoven als standaard zonwarmtepomp installaties. Uiteraard kan hierop nog gevarieerd worden, maar hiermee is de basis geschetst. Elke gemeten of gesimuleerde installatie in dit project kan in één van deze 7 categorieën worden ingedeeld.



Figuur 5 : 7 categorieën van type-zonwarmtepompen (IEA-Task44, <http://task44.iea-shc.org/>):

1. 'One beside the other', 2. 'Active regeneration', 3. 'Big buffer storage',
4. 'Maximal integration', 5. 'Unglazed collector', 6. 'Solar heating system',
7. 'Ambient air heat pump'

In het ZonWarm-project hebben we een parameterstudie uitgevoerd met een simulatieprogramma en daaruit bleek dat, ongeacht de installatiecategorie, de onderstaande ontwerprichtlijnen een goed basisontwerp opleveren:

WIE EERST?

Zonnecollectoren genieten voorkeur bij de productie van warmte boven de warmtepomp. De SPF van zonnecollectoren (richtwaarde 50)) is immers hoger dan die van de warmtepomp (richtwaarde 3 tot 5)

BASISPRINCIPE DIMENSIONERING

De *warmtepomp* wordt gedimensioneerd zonder rekening te houden met de zonnecollectoren. Bij afwezigheid van zonwarmte moet de installatie blijven draaien.

De *zonnecollectoren* worden gedimensioneerd zonder rekening te houden met ruimteverwarming: de redenering is dat de lage temperatuurwarmte in de winter, die niet bruikbaar is voor SWW, wel kan gebruikt worden voor RV.

WARMTEPOMP

De warmtepomp wordt gedimensioneerd volgens de *Code van Goede Praktijk* Error! Bookmark not defined. :

- Warmteverlies volgens EN12831
- Opslag SWW = 1.2 x (max. dagvolume + 40l) opwarmen op een gekozen tijd (bv. 4u)
- $\dot{Q}_{Warmtepomp} = \max(\dot{Q}_{RV}, \dot{Q}_{SWW})$

ZONNECOLLECTOREN EN BUFFERVOLUME

De zonnecollectoren + opslagvolume wordt gedimensioneerd volgens de *TV212 van WTCB*

- Dagelijks warm waterverbruik bepalen (bv. Bijlage 2 van TV212, IEA Task44, Code van Goede Praktijk voor warmtepompen: (Code) 50l/persoon.dag@40°C; de Code rekent nog een marge voor piekverbruik en voor het niet volledig benutten van het buffervolume.
- 50 liter SWW-buffervolume per m² zonnecollector

AANDACHTSPUNTEN

Er is geen 'beste' systeemconcept. Dit hangt af van de concrete situatie. Wel zijn de volgende aandachtspunten belangrijk:

- *Opslag van warmte* leidt tot extra warmteverlies (opgemeten warmteverlieswaarden van 7% tot 40% van de totale warmteproductie)
- Een extra circulatiepomp leidt tot *direct extra elektriciteitsverbruik* met negatieve impact op het eindenergieverbruik
- *Regeneratie van de bodem* kan een positief effect hebben op de prestatie van de warmtepomp, maar kan ook een negatief effect hebben door het extra circulatiepompverbruik. Voorzichtig ontwerp, installatie en inregeling is noodzakelijk
- De *hydraulische aansluiting en regeling van het buffervat* is cruciaal voor een hoge SPF. Temperatuurslagen mogen niet vermengd worden
-

DEEL 2: Lessen uit metingen van het ZonWarmproject

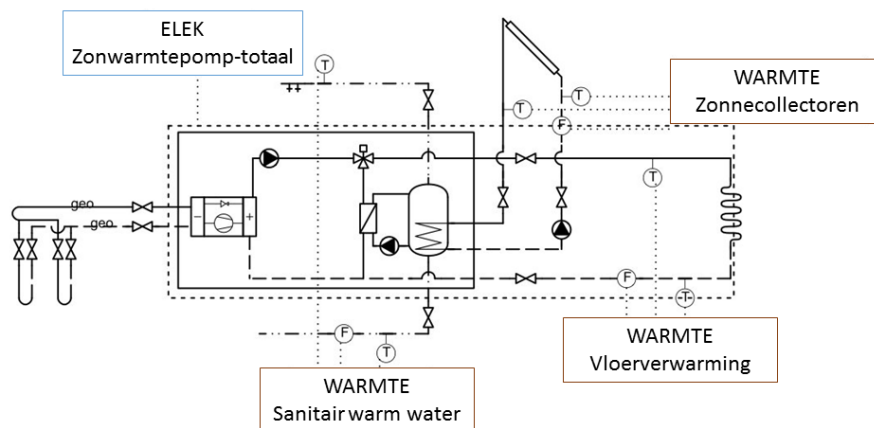
Metten is weten : lessen uit de meetcampagne

In het ZonWarm-project werden 4 installaties opgemeten in reële omstandigheden. Om op de vraag naar de meerwaarde van zonnecollectoren op installaties met een warmtepomp te kunnen beantwoorden, werden de nodige meters voor warmte en elektriciteit geïnstalleerd. Hierbij werd geprobeerd een zo volledig mogelijke energiebalans van de installatie op te maken:

- Het elektrisch verbruik van de warmtepomp plus alle pompen die ermee gestuurd worden, de pomp van de vloerverwarming en de pomp van de zonnecollectoren;
- De warmte die van de bodem naar de warmtepomp gaat; van de warmtepomp naar het buffervat; van het buffervat naar de verwarming en het SWW; van de zonnecollectoren naar het buffervat en naar de bodem (dit laatste is de regeneratie).

Deze meetcampagne leverde enkele nuttige en leerzame resultaten. Zo bleek bij één installatie dat een niet perfect geïsoleerde leiding tussen het buffervat en de vloerverwarming tot 80kWh warmte per maand verliest. Bij een andere installatie veroorzaakte de circulatieleiding voor tapwater, weliswaar zonder kloksturing, een warmteverlies dat opliep tot 30% van de geproduceerde warmte. Dit betekent dat aandacht voor het leidingwerk essentieel is voor een goed werkende installatie. Het is zonde om efficiënt geproduceerde warmte verloren te laten gaan in een slecht uitgevoerde installatie.

Een derde installatie was een standaard 'all-in-one' unit met warmtepomp en sanitair buffervat in één toestel ingebouwd: een E26 woning van 250m² met een 10kW-bodem-water warmtepomp en 5m² vlakkeplaat-collectoren die enkel een sanitair buffervat van 250l opwarmen. De zonnecollectoren leveren dus geen warmte aan de verwarming in dit geval.



Figuur 6: Schema van warmtepomp (10kW) met geïntegreerd warm water vat van 250 liter, 5 m² vlakke plaat collectoren en 2 gesloten bodemcollectoren van elk 100m lengte.

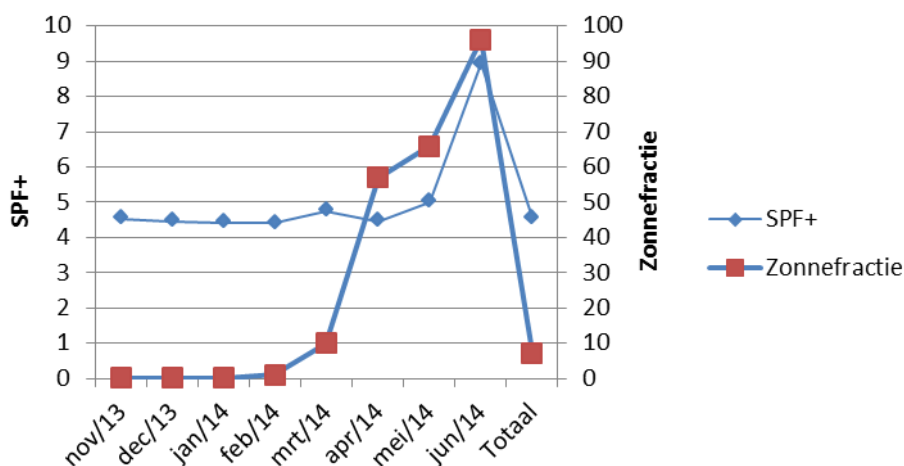
Dit heeft zeker een voordeel naar installatietijd, maar zorgt er ook voor dat de inregeling fabrieksmatig is uitgevoerd en niet gevoelig is aan installatiefouten. De SPF was 4.55 voor de volledige meetperiode (januari-juni 2014). In het tussenseizoen wordt het positieve effect van de zonnecollectoren gedeeltelijk teniet gedaan door de lagere SPF van de warmtepomp, vermits het aandeel SWW stijgt (zie hieronder). De zonnecollectoren leverden 32% van het warm water in de volledige meetperiode (en tot 99% in juni 2014). De zonnecollectoren werkten met een SPF van 6 voor de maanden april-juni 2014.

De laatste installatie was een 15kW bodem-water warmtepomp met 17m² vacuümbuis-collectoren en een 750l combivat in een E67 woning van 350m². Het grote aantal zonnecollectoren was bedoeld om zoveel mogelijk zonne-energie te kunnen gebruiken voor zowel verwarming als warm water. De SPF van de volledige installatie was 5.43 voor de volledige meetperiode (februari-juni 2014), terwijl de zonnecollectoren zelf een SPF hebben van 163: om 163kWh warmte te leveren verbruikt de circulatiepomp van de zonnecollectoren maar 1kWh. Dit is een uitzonderlijk goed resultaat, wat het gevolg is van een goed ontwerp en een juiste inregeling van de installatie. 41% van de warmte voor

verwarming én warm water kwam van de zonnecollectoren. Deze installatie voorzag ook directe koeling, waarbij de bodemsondes via een warmtewisselaar aan de vloerverwarming worden aangesloten en de metingen gaven aan dat per 1kWh elektrisch verbruik van de circulatiepompen er 16kW koude geleverd werd.

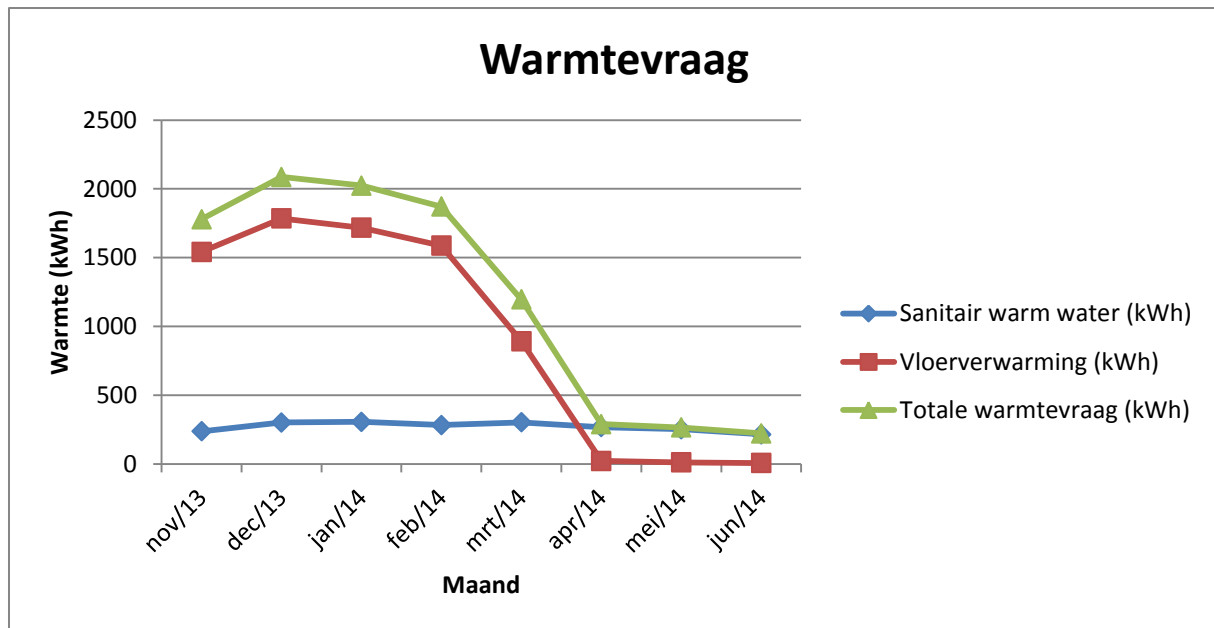
Typisch beeld van de prestatie van een zonwarmtepomp

Figuur 7 toont een typisch beeld van de installatie-SPF en de zonnefractie (het aandeel zonnewarmte in de totale warmteproductie) voor een zonwarmtepomp. De figuur geeft aan dat de zonnecollectoren vanaf maart een aanzienlijk deel van de warmte leveren: in april tot 60%, in mei bijna 70% en in juni net geen 100%. Toch stijgt de SPF van de volledige installatie (warmtepomp+zonnecollectoren) niet echt tot en met de maand mei. De reden is de volgende: enerzijds stijgt de installatie-SPF omdat het aandeel zon stijgt, maar dit wordt tenietgedaan omdat de warmtepomp aan een lagere SPF werkt.



Figuur 7: Typisch SPF- en zonnefractie- verloop van een zonwarmtepompinstallatie

Aan de hand van Figuur 8 kan dit uitgelegd worden. Tot en met maart is er meer warmte nodig voor de vloerverwarming dan voor het sanitair warm water. Omdat de SPF van de warmtepomp bij vloerverwarming hoger is dan bij sanitair warm water, is de globale SPF van de installatie hoog: het relatief kleine aandeel warmte voor sanitair warm water, heeft geen grote invloed op het totaal.

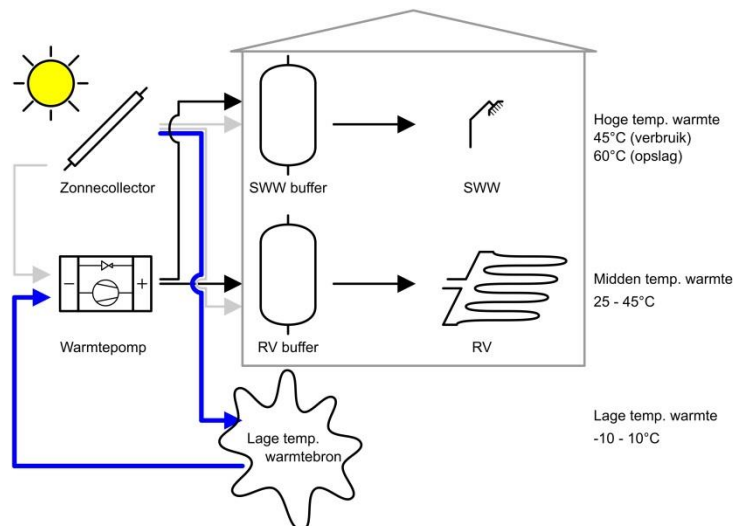


Figuur 8: De warmtevraag van dezelfde zonwarmtepomp als in Figuur 7

Vanaf april verandert dit echter en moet er nagenoeg enkel nog warmte geleverd worden op hoge temperatuur voor het sanitair warm water. De zon voorziet voor ongeveer 60% in de energie voor het sanitair warm water. Dit wil zeggen dat de warmtepomp nog 40% van de energie voor het sanitair warm water moet voorzien en amper energie voor vloerverwarming. Hierdoor moet de warmtepomp het grootste deel van de tijd op hogere temperatuur presteren en werkt dus met een lage SPF. Dit doet het voordeel van de zonnecollectoren teniet. Pas vanaf juni, wanneer de zonnecollectoren quasi 100% van de warmte voor sanitair warm water leveren, stijgt de SPF van de installatie ook aanzienlijk.

Regeneratie van de bodem

Vaak komt ter sprake dat de zonnecollectoren de bodemsondes ook kunnen 'regenereren': als de zon maar zwak schijnt en de temperatuur van de zonnecollectoren te laag is voor RV of de thermische buffers opgeladen zijn, kan overwogen worden om de warmtebron (bv. bodemlussen) op te warmen (zie Figuur 9). Hierdoor stijgt de temperatuur van de bron, wat dan weer de prestatiefactor van de warmtepomp ten goede komt.



Figuur 9: Zonnecollectoren regenereren de warmtebron van de warmtepomp.

De conclusies hierover uit de metingen van het ZonWarmproject en uit andere bronnen zijn de volgende:

- van één bodem/water warmtepomp werd bij een 4 uur durende regeneratieperiode een prestatiefactor van 60 gemeten (met 1kWh elektrische energie werd 60kWh warmte in de bodem gestoken). De bijhorende bodemtemperatuurstijging was ongeveer 1°C. De impact van deze energieinjectie op de prestatie van de warmtepomp is echter moeilijker te becijferen, maar zal vermoedelijk eerder beperkt zijn.
- In een tweede bodem/water-installatie werd echter een lage prestatiefactor van slechts 9 opgemeten. Bij deze installatie is wel geweten dat de bronpomp, met een vermogen van 400W, te zwaar gedimensioneerd is en dus de performantie van de installatie naar beneden trekt.
- Simulatiestudies² wijzen uit dat regeneratie de SPF met 0,2 kan doen stijgen. Een negatief effect is echter ook mogelijk bij een slechte inregeling van de debieten. In dat geval zal de circulatiepomp die nodig is voor de regeneratie meer verbruiken dan dat het warmtepompverbruik zal dalen door de hogere prestatiefactor.

Als conclusie moeten we stellen dat regeneratie geen duidelijke meerwaarde heeft. Indien het toch gebeurt, moet de installatie met zorg gedimensioneerd en ingeregeld worden.

Veel warmteverliezen door vat en leidingen

Wat we overall zien is dat een buffervat toch best wel wat warmte verliest, onder meer als gevolg van niet-geïsoleerde leidingdelen. Vooral bij kleine of passief woningen, waar weinig moet verwarmd worden, haalt dit warmteverlies de SPF van de installatie behoorlijk naar beneden. De verliezen van een buffervat zijn in dergelijke laag-energie woning bij wijze van spreken bijna evenveel als wat je effectief aan warmte aan het verbruiken bent. Metingen in onze installaties in-situ hebben

² Erik Bertram*, Peter Pärish and Rainer Tepe, Impact of solar heat pump system concepts on seasonal performance-Simulation studies, EuroSun 2006, 26-29 June 2006, Glasgow, UK

energieverliezen van 7% tot meer dan 40% opgeleverd: dus 7-40% van de warmte die de zonnecollectoren of warmtepomp leveren, gaat verloren via de buffervaten en leidingen. Zelfs bij een secuur uitgevoerde installatie met correcte isolatieplaatsing hebben we 16% warmteverlies gemeten. Warmteverlies is vooral groot wanneer de installatie op deellast werkt en de thermische buffer op temperatuur gehouden wordt voor slechts een kleine warmtevraag.

Overdimensionering van de buffer moet dus absoluut vermeden worden en de installateur moet aandacht schenken aan een correcte isolatie van aansluitingen tussen buffervat en leidingen.

Besluit

Zonnecollectoren inzetten voor zowel sanitair warm water productie als voor ondersteuning van de ruimteverwarming heeft een positieve impact op de prestatie van de totale warmtepompinstallatie. Regeneratie van de bodem met zonnewarmte heeft echter een minder duidelijk effect. Net zoals vaak het geval is, zijn ook deze installaties gevoelig aan fouten bij ontwerp, plaatsing en inregeling en kunnen deze fouten de systeemprestatie drastisch doen kelderen. Eenvoudige en robuuste systeemconcepten zijn duidelijk te verkiezen boven ingewikkelde installaties met complexe regelingen. De steeds verdere daling van de energievraag voor ruimteverwarming, maakt de aandacht voor warmteverlies van bijvoorbeeld buffervaten of ongeïsoleerde leidingdelen absoluut noodzakelijk.

IMECE2015-51461

DETERMINATION OF HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF SOLAR THERMAL COLLECTORS AS HEAT SOURCE FOR A RESIDENTIAL HEAT PUMP

Maarten G. Sourbron and Nesrin Ozalp

KU Leuven, Faculty of Engineering Technology
THELES – Thermal and Electrical Systems Research Laboratory
Sint-Katelijne-Waver, 2860 Belgium

ABSTRACT

With reducing energy demand and required installed mechanical system power of modern residences, alternate heat pump system configurations with a possible increased economic viability emerge. Against this background, this paper presents a numerically examined energy feasibility study of a solar driven heat pump system for a low energy residence, where a flat plate solar collector served as the sole low temperature heat source. A parametric study on the ambient-to-solarfluid heat transfer coefficient was conducted to determine the required solar collector heat transfer characteristics in this system setup. Moreover, solar collector area and storage tank volume were varied to investigate their impact on the system performance. A new performance indicator *availability* was defined to assess the contribution of the solar collector as low temperature energy source of the heat pump. Results showed that the use of a solar collector as low temperature heat source was feasible if its heat transfer rate (UA-value) was 200 W/K or higher. Achieving this value with a realistic solar collector area (A-value) required an increase of the overall ambient-to-solarfluid heat transfer coefficient (U-value) with a factor 6 to 8 compared to the base case with only natural convection heat exchange between solar collector cover and ambient.

Keywords: heat pump, solar collector, low temperature heat source

NOMENCLATURE

Upper case symbols

A	[m ²]	Area
C	[-]	Compactness of the building (heated volume divided by heat loss area)
C	[J/K]	Thermal capacitance
C	[W/K]	Heat capacity flow
COP	[-]	Coefficient of performance
E	[kWh]	Electrical energy
F	[-]	solar collector heat removal factor (ratio of heat removed by the fluid to heat supplied by solar radiation)
G	[W/m ²]	solar irradiance on tilted plane of the collector
Nu	[-]	Nusselt number
Pr	[-]	Prandtl number
\dot{Q}	[W]	Heat flux
Q	[kWh]	Thermal energy
Ra	[-]	Rayleigh number
S	[W/m ²]	Solar flux absorbed by the solar collector plate
SPF	[-]	Seasonal performance factor
T	[°C]	Temperature
U	[W/m ² K]	Overall heat transfer coefficient
V	[m ³]	Volume

Lower case symbols

a	[W/m ²]	First order correction factor in solar collector efficiency equation
av	[-]	availability of the solar collector as low temperature heat source
b	[(W/m ²) ²]	Second order correction factor in solar collector efficiency equation
c _p	[J/kgK]	Specific heat at constant pressure

\dot{m}	[kg/s]	Mass flow rate
\dot{q}	[W/m ²]	Specific heat flux
<u>Greek symbols</u>		
α	[m ² /s]	Thermal diffusivity
ε	[-]	Heat exchanger effectiveness
η	[-]	efficiency
λ	[W/mK]	Thermal conductivity
ν	[m ² /s]	Kinematic viscosity
$\tau\alpha$	[-]	transmittance-absorptance product of the collector cover

Subscripts

add	additional
amb	ambient
bu	back-up (electric)
c	cold side of heat exchanger
H	high temperature
heat	heated (area or volume)
HP	heat pump
h	hot side of heat exchanger
in	inlet of fluid
l	length
L	low temperature
loss	heat loss
m	mean
max	maximal
min	minimal
occ	occupation (people)
out	outlet of fluid
sc	solar collector
set	set point
st	storage tank
t	top of the solar collector cover
tot	total
TYPE1	TRNSYS-TYPE1 solar collector model
ws	water supply

INTRODUCTION

Pending fossil fuel shortage and environmental consequences of energy conversion systems compulsorily facilitate more considerate and diverse use of energy not only in power generation and manufacturing, but also for heating and domestic hot water production in residential sector. Although heat pumps are one of the most energy efficient technologies for residential heating and domestic hot water production, their economic viability is often compromised. In typical heat pump installations, air, ground or ground water are being used as low temperature heat source. Although air-source heat pumps have low capital investment, their efficiency can decrease significantly when the outdoor temperature drops because compressor consumes more power to compensate the pressure loss. When the outside temperature drops close to 0°C range, frost accumulation on the evaporator coils lowers the heat

transfer rate and imposes inversion of the thermodynamic cycle for defrosting. Ground loop heat exchangers (GLHE) or ground water systems avoid such decrease in heat pump efficiency, but require extra cost for bore hole drilling. Together with the bore hole space requirements, this prevents wide spread application of these systems. In multi heat source heat pump systems complex control strategies hamper achieving the theoretical energy performance.

Solar thermal collectors can supply additional low temperature heat for heat pumps. There have been studies showing the benefit of coupling regenerating ground loop heat exchangers with solar thermal collectors. After all, they produce low temperature heat that can be exploited to increase the GLHE temperature, which increases the COP of heat pump. However, for example, Javed (1) shows that only GLHE with degradation of the ground loop that is substantially more than 10 K can benefit from regeneration. In cases where GLHE is undersized, regeneration can be beneficial (2). But the electricity use of circulation pumps must be controlled by lowering the flow rates (3). Otherwise, increase in heat pump performance due to an increase in source temperature would be degraded by increase in electricity consumption of circulation pump. Rad et al. (4) show that regeneration can reduce required borehole length by 10% to 25%, depending on the climate. However, for residences requiring cooling, regeneration increases the cooling energy use by increasing the GLHE temperature. Although the borehole length reduces, investment cost does not decrease at equal rate because part of the GLHE drilling costs covers fixed costs. Furthermore, local environmental regulations state that the ground temperature around GLHE's should be limited to 25°C to avoid bacteria growth (5). This reduces the potential of regeneration.

Considering the fact that energy performance requirements for buildings continuously tighten up and lead to nearly zero energy buildings by 2020 per European energy performance in buildings directive, energy use for residential heating has been noticeably reducing. For passive, low energy and near zero energy houses, energy demand for domestic hot water is even greater than the energy demand for space heating (6). Moreover, required installed mechanical system power decreases. Energy efficient but complex and therefore expensive heating systems are no longer justifiable because of their low payback potential. Ground coupled heat pump systems are an example of this circumstances. Drillings for vertical ground loop heat exchangers (GLHE) represent a major part of the overall investment especially in areas where the ground has poor heat transfer parameters. Furthermore, control losses of such systems are substantially high.

Therefore, a heat pump system with solar thermal collectors as the only low temperature heat source might be an alternative to GLHE for low energy consuming residences. Solar thermal collectors are often installed to partly cover the hot water demand. For larger areas, these solar collectors can

also supply heat to heat pump. When a solar thermal collector is being used directly as the heat source of a heat pump, it is not only a solar radiation collecting device, but also an air-fluid heat exchanger. Even in the absence of solar radiation, the collector transfers heat from the surrounding air to the solar receiver fluid in the collector. Solar receiver fluid can be the refrigerant of heat pump, or a water-glycol mixture when the system has an intermediate low temperature loop. It should be noted that the collector performance is enhanced in the presence of solar radiation, but also in the presence of other atmospheric conditions, such as wind or rain.

Mojic et al. (7) compared simulation results of heat pump systems with selective uncovered solar collectors as the low temperature heat source for space heating and domestic hot water with parallel air source heat pump concepts of 10 m² collector area. The results indicate that the seasonal performance factors for both system approaches (serial with uncovered vs. parallel with covered) were quite similar in most European climates. Using solar collectors and waste water heat recovery as source for a heat pump has been investigated by Heinz et al. (8) as well. Simulations show that the seasonal performance factor can reach values well above 4. However, the best results are achieved when ice storage is used as the heat source, which is charged by the collector field and the waste water heat exchanger.

Research presented in this paper was conducted in the framework of “Solar and Heat Pump Systems” project within the Solar Heating and Cooling program and the Heat Pump program of the International Energy agency (IEA SHC Task 44/HPP Annex 38). In this program (9), an extensive survey of system functions (10) shows that 87% of the Solar Heat Pump systems (SHP) are used for both space heating and domestic hot water production. 66% of these systems are combined with active and/or passive cooling. However, 61% of the systems have a parallel layout, which means that the solar thermal collectors are integrated in the system parallel to the heat pump and are not used as low temperature heat source for the heat pump.

In this paper, simulations were done using TRNSYS (11) to determine the required thermal characteristics of the solar thermal collector to serve as low temperature heat source for a residential low energy consuming heat pump system. Typically, for solar thermal applications, the solar collector efficiency increases by using selective absorber materials and reducing the energy loss to the environment. However, when solar thermal collector operates as an air-fluid heat exchanger its heat transfer requirements change. Therefore, a parametric study was conducted to determine the impact of solar collector heat transfer coefficient between receiver fluid and ambient air on the overall heat pump system efficiency, namely Seasonal Performance Factor or SPF. Furthermore, a new performance indicator *availability* was defined to assess the contribution of the solar collector in the low temperature energy delivery to the

heat pump. This result determined the required thermal properties of the solar thermal collector to act as sole low temperature heat source of the heat pump.

SOLAR COLLECTOR HEAT LOSS COEFFICIENT

Typical approach to determine the thermal performance of a solar collector is referring to the Cooper and Dunkle formula of instantaneous solar collector efficiency (12) as a second order fit:

$$\eta_{sc} = F_{sc}(\tau\alpha) - a \frac{(T_{in} - T_{amb})}{G} - b \left[\frac{(T_{in} - T_{amb})}{G} \right]^2 \quad (1)$$

Equation 1 represents the temperature and solar flux dependence of the collector efficiency, where a and b are measured correction factors. This efficiency is typically used in thermal simulations to define the useful heat gain \dot{Q}_{sc} by the solar collector:

$$\eta_{sc} = \frac{\dot{Q}_{sc}}{A_{sc}G} \quad (2)$$

Using above formula means that \dot{Q}_{sc} will be zero whenever the incident solar radiation becomes zero. However, for the approach of this article, solar collector model should also describe heat exchange in the absence of solar radiation. TRNSYS simulation results indicated that, in the absence of solar radiation, the thermal output of the solar collector model is not zero, but showed about 2.1 W/m²K of heat transfer from the surrounding air to the receiver fluid in the collector. This heat transfer coefficient is of great importance for the use of the solar thermal collector as a direct heat source of the heat pump system. It basically determines the performance of solar collector as an air-fluid heat exchanger in the absence of solar radiation.

When the solar collector is used as a heat source for heat pump system, the thermal situation is different than it is in typical solar thermal applications. In latter, solar absorber of the collector is always considered to be warmer than the surroundings and heat flows from the solar collector to either receiver fluid or to the ambient. When using solar collector as a heat source for heat pump, the temperature difference is negative and heat is transferred from the ambient to the receiver fluid.

HEAT TRANSFER WITHOUT SOLAR RADIATION

First step was to quantify achievable heat transfer between ambient air and receiver fluid in solar collector. An uncovered solar collector can be simplified by considering natural convection between flat plate and surrounding air using the following correlation (13):

$$Nu_l = 0.678 Ra_l^{1/4} (Pr/(0.952 + Pr))^{1/4} \quad (3)$$

This correlation is given for natural convection under low wind speed conditions which is applicable to the present case. The temperature difference between the ambience and the solar collector cover temperature was assumed to be 5°C. The characteristic length of the solar collector was 2 m. Thermal properties of air were taken at 0°C (13): $\nu = 1.30 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, $\alpha = 1.83 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ and $\lambda = 0.024 \text{ W/mK}$. Using these values in Equation 3, heat exchange was found to be 9.18 W/m² or 1.84 W/m²K. This is in close approximation with the TRNSYS value of 2.1 W/m²K and indicates that the TRNSYS coefficient is only representative for natural convection heat transfer from the ambient air to the solar collector surface.

However, most of the time, heat transfer from the absorber surface of the solar collector is not governed by natural convection, but by forced convection and radiation. The a and b coefficients in the solar collector efficiency formulation (Eq. 1) are wind speed dependent. Since this dependence is often unknown, this entailed a second reason for the solar collector efficiency approach (Eq. 1) not being applicable in this research and an alternative approach was required.

Duffie and Beckman (12) developed an overall heat loss coefficient formula for a solar collector based on the geometry and material parameters where no measured a and b values are available. In present work, this formulation was used to assess the overall heat transfer rate in the presence of forced convection and radiation. A simplified thermal network was considered where the absorber plate temperature was lumped into 1 mean solar collector temperature $T_{sc,m}$ as seen in FIGURE 1. Amount of solar flux absorbed by the plate was denoted by S which is equal to the incident solar radiation reduced by the optical losses. This absorbed energy was allocated among the thermal losses through the top and the bottom of the solar collector, and the useful energy gain of the solar collector which was given by $\dot{Q}_{sc} = \dot{m}c_p(T_{sc,out} - T_{sc,in})$.

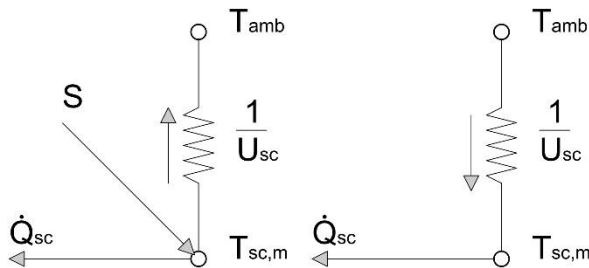


FIGURE 1: EQUIVALENT THERMAL NETWORK FOR FLAT-PLATE SOLAR COLLECTOR WITH (LEFT) AND WITHOUT (RIGHT) SOLAR RADIATION (ADAPTED FROM (10))

The equation resulting from the thermal network in FIGURE 1 accounted for a solar collector with ($S > 0; T_{amb} < T_{sc,m}$) and without solar radiation ($S = 0; T_{amb} < T_{sc,m}$) as follows:

$$\dot{Q}_{sc} = S + [U_{sc}A_{sc}(T_{amb} - T_{sc,m})] \quad (4)$$

Considering steady state conditions, Duffie and Beckman (12) derived an empirical correlation for the loss coefficient U_t from the top of the solar collector cover to the ambient by taking both forced convection and radiation into account along with the wind speed and inclination of the solar collector. By adding losses from the bottom and edges, it was found that the global heat transfer coefficients U_{sc} ranged between 2 and 10 W/m²K for different collector characteristics and thermal boundary conditions. This indicated that the global heat transfer might be higher than the natural convection value which was taken into account in TRNSYS solar collector model.

METHODOLOGY

In order to investigate the feasibility of the solar collector as a heat source for a residential heat pump, simulations were done using TRNSYS. A heat pump system was designed for a low energy consuming residence (FIGURE 2). The solar collector served as the low temperature heat source for the heat pump cycle, while an electrical back-up was placed in series with the solar collector to assist whenever the receiver fluid cannot be heated above $T_{HP,in,min}$, the lower temperature threshold imposed by the heat pump operating limits (-15°C in this case).

In the thermal network approach of FIGURE 1, it was assumed that U_{sc} is independent of the direction of the heat flow between collector plate and ambient air. However, this imposes a problem because the empirical correlation, as proposed by Duffie and Beckman (12), for the convection between collector cover surface and the ambient air (this correlation is one of the factors composing U_{sc}) is only valid for positive $(T_{sc,m} - T_{amb})$ values, which is not the case in heat pump application without solar radiation. Therefore an alternative approach was used in the present parametric study, where a global heat transfer coefficient range of $U_{sc} = 2 - 10 \text{ W/m}^2\text{K}$ was adopted to determine the influence on the system performance. The physical way this heat transfer coefficient is achieved, was not specifically taken into account in this article.

This resulted in design solar thermal collector heat transfer characteristics to be sought in order to be applicable as low temperature heat source for a heat pump unit. $U_{sc} = 2 \text{ W/m}^2\text{K}$ was the base case with only natural convection. In the other cases, the heat transfer from the ambient to the solar fluid was enhanced.

The idea was to design a solar heat pump system that was able to act as sole heating system for a residence, provided the low temperature heat source could generate sufficient energy. Therefore, as shown in FIGURE 2, a 200 m² low energy residence with a normalized heat loss of 6 kW (30 W/m² heated floor area) was modeled. The residence was heated by low temperature heating system with a weather dependent water supply temperature controlled per following correlation:

$$(5) \quad T_{ws,set} = -0.59 T_{amb} + 30.26$$

where maximum temperature was set at 35°C and the ambient temperature was −8°C. This ensures a high heat pump COP during operation if the low temperature heat source is sufficient. Heating was supplied by the water storage tank serving as heat storage. The heat pump kept the storage tank at set point of $T_{st,set} = T_{ws,set} + 2.5$ with control hysteresis of 1.5°C.

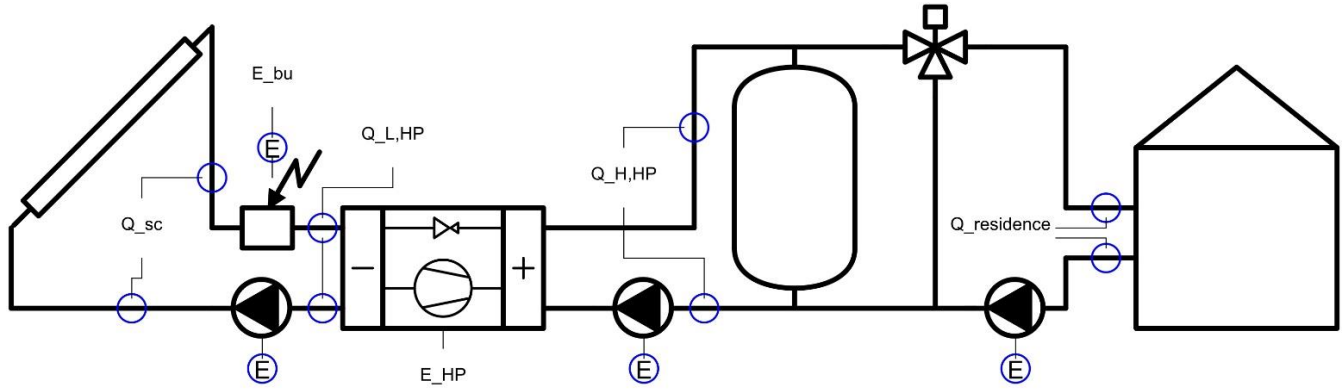


FIGURE 2: SOLAR HEAT PUMP SYSTEM COMPRISING SOLAR THERMAL COLLECTORS, ELECTRICAL BACK-UP, HEAT PUMP, HEAT STORAGE AND RESIDENCE (WITH INDICATION OF MEASUREMENT POINTS)

The building and heat pump system were implemented in TRNSYS. The building was simplified by one-zone model (TYPE12) characterized by one heat loss coefficient, and a thermal capacity. The parameters used in simulations are presented in TABLE 1.

TABLE 1: PARAMETERS OF THE TRNSYS RESIDENCE MODEL

Parameter	Symbol	Value	Unit
Heat loss at −8°C	\dot{Q}_{loss}	6000	W
Compactness (beam with saddle roof)	C	1.4	-
Heated floor area	A_{heat}	200	m ²
Heated volume	V_{heat}	540	m ³
External loss area	A_{loss}	386	m ²
Thermal mass	C_{heat}	16000	kJ/K
Internal heat gain (during occupation)	\dot{q}_{occ}	7.5	W/m ²

The heating system was modelled as a simple heat exchanger and was characterised by its effectiveness ε as shown in TABLE 2. The water side of the heating system was designed to operate at 35 - 30°C at minimum ambient temperature of −8°C. The average indoor air temperature set

point of the residence was 19°C during the day time and 16°C at night time.

TABLE 2: PARAMETERS OF THE HEATING SYSTEM MODELLED AS A SIMPLE HEAT EXCHANGER

Parameter	Symbol	Value	Unit
Heat exchanger conditions at -8°C			
<i>Water-side</i>			
Inlet temperature	$T_{h,in}$	35	°C
Outlet temperature	$T_{h,out}$	30	°C
Heat capacity (water)	c_p	4186	J/kg K
Water flow rate	\dot{m}	1032	kg/h
Heat capacity flow	C_{min}	1200	W/K
<i>Air-side (residence)</i>			
Inlet temperature	$T_{c,in}$	19	°C
Outlet temperature	$T_{c,out}$	19	°C
Heat capacity flow	C_{max}	∞	W/K
<i>Derived heat exchanger properties</i>			
Effectiveness	ε	0.3125	-
Effective heat capacity flow	εC_{min}	375	W/K

The storage tank had a volume of 500 L and the solar collector an area of 25 m². The storage tank was capable of providing the maximal residence heat loss during 0.5 hours. In the parametric analysis, storage volume and collector area were varied according to the values given in TABLE 3 to evaluate their impact on the required heat exchange enhancement of the solar thermal collector. For the same building, this led to 9 possible combinations of solar collector area and storage tank volume, for which the effect of collector heat transfer enhancement was investigated.

TABLE 3: STORAGE TANK AND COLLECTOR AREA VALUES FOR THE PARAMETRIC STUDY

	Minimal value	Standard value	Maximal value
Solar collector area A_{sc}	12.5 m ²	25 m ²	37.5 m ²
Storage tank volume V_{st}	250 L	500 L	750 L

The heat pump was sized to fit 6 kW heat loss from the building. In order to obtain a simplified simulation setup, additional control was avoided by placing an electrical back-up at the evaporator side of the heat pump. The electrical back-up was controlled to keep the inlet temperature of receiver fluid above -15°C , which is the minimal operating temperature of the evaporator of the heat pump.

The heat pump was modelled using a performance map model (TYPE927) in TRNSYS. This model includes evaporator and condenser thermal power together with the electrical work for compressor in a tabular format. In simulations, TRNSYS interpolates the heat pump data which was derived from a catalogue, and was extrapolated to fit the low temperature threshold of -15°C as seen in FIGURE 3.

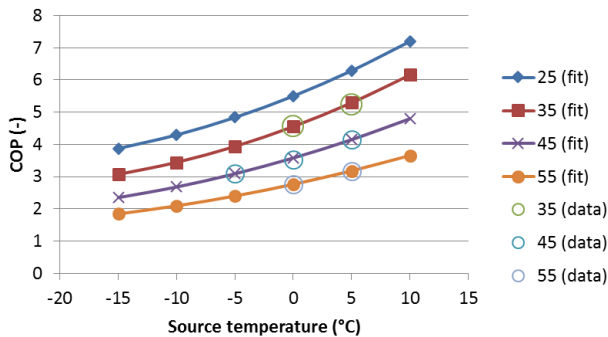


FIGURE 3: COEFFICIENT OF PERFORMANCE OF THE MODELLED HEAT PUMP

The solar collector was modelled in TRNSYS using TYPE1 model. To integrate an augmented solar collector heat exchange with the surroundings, an additional heat exchange term was added to the model output.

$$\dot{Q}_{add} = U_{sc} A_{sc} (T_{amb} - T_{sc,m}) \quad (6)$$

With \dot{Q}_{TYPE1} , the thermal output of the TYPE1 solar collector model, the total useful energy gain from the collector is $\dot{Q}_{sc,tot} = \dot{Q}_{TYPE1} + \dot{Q}_{add}$. The U_{sc} parameter was varied in the range of 2 – 10 W/m²K to investigate its effect on the performance of the heat pump system.

PERFORMANCE INDICATORS

Three performance indicators were defined to analyse the simulation results. First, the *availability* of the solar collector as the low temperature heat source was defined as follows:

$$av = \frac{Q_{sc}}{Q_{L,HP}} = \frac{Q_{sc}}{Q_{sc} + E_{bu}} \quad (7)$$

where FIGURE 2 shows the heat and electrical energy meter positions. It is a measure to assess the feasibility of solar collector as a low temperature heat source for the heat pump system. In addition to the *availability*, two other performance parameters were used. The heat pump Seasonal Performance Factor *SPF1* was defined as the ratio between the condenser output to the required electrical energy from both compressor E_{HP} and back-up heater E_{bu} (Eq. 8). Additionally, an *SPF2*-factor was defined as the ratio between the heat delivered to the residence to the required electrical energy from both compressor and back-up heater (Eq. 9). The difference between $Q_{H,HP}$ and $Q_{residence}$ was the heat loss of the storage tank.

$$SPF1 = \frac{Q_{H,HP}}{E_{bu} + E_{HP}} \quad (8)$$

$$SPF2 = \frac{Q_{residence}}{E_{tot}} = \frac{Q_{residence}}{E_{bu} + E_{HP}} \quad (9)$$

SIMULATION RESULTS

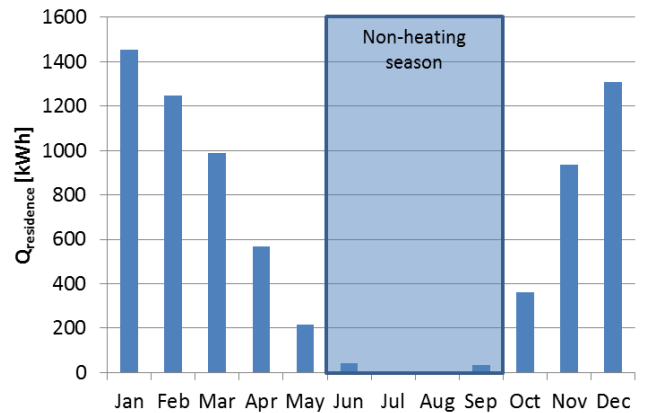


FIGURE 4: RESIDENCE MONTHLY HEATING ENERGY USE

The residence had a yearly energy consumption of 36 kWh/m². FIGURE 4 shows the monthly energy use for heating. Because solar heat gains were not taken into account in the simplified TYPE12 building model, the results showed a very small heating load in June and September.

The required total electrical energy E_{tot} by the heat pump system (back-up + heat pump compressor energy) is shown in FIGURE 5 as a function of the global solar collector heat transfer coefficient U_{sc} (in W/m²K). $U_{sc} = 2 \text{ W/m}^2\text{K}$ was the base case with natural convection in TRNSYS TYPE1 simulation model. In other cases, heat transfer from the ambient to receiver fluid was enhanced. These results clearly showed that considerable impact on the energy consumption of the system is expected. However, for $U_{sc} \geq 6 \text{ W/m}^2\text{K}$, the marginal energy reduction considerably decreased.

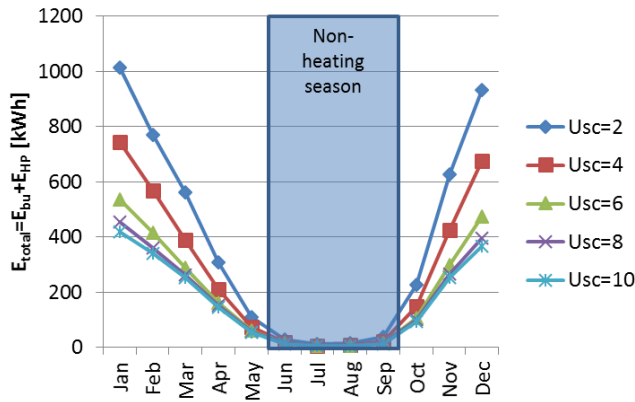


FIGURE 5: ELECTRICAL ENERGY USE FOR HEAT PUMP COMPRESSOR AND BACK-UP AS FUNCTION OF GLOBAL SOLAR COLLECTOR HEAT LOSS COEFFICIENT

TABLE 4 provides details on the absolute values of electricity consumption by the heat pump system. It can be seen that E_{HP} reduced for increasing U_{sc} because the solar collector operates at higher temperature. It can also be seen that the back-up energy requirement decreases significantly because the solar collector can extract more energy from the ambient.

TABLE 4: RESIDENCE THERMAL AND HEAT PUMP ELECTRICAL ENERGY USE AS FUNCTION OF U_{sc} , WITH REDUCTION IN E_{TOTAL} COMPARED TO $U_{sc} = 2$

U_{sc} W/m ² K	$Q_{residence}$ kWh/a	E_{HP} kWh/a	E_{bu} kWh/a	E_{total} kWh/a	reduction %
2	7157	2256	2389	4645	0%
4	7152	2225	1073	3297	29%
6	7146	2143	255	2398	48%
8	7155	2037	58	2095	55%
10	7167	1954	11	1964	58%

FIGURE 6 shows the *availability* of the solar collector as low temperature heat source of the heat pump by relating the energy production of the solar collector to the total low temperature heat to the heat pump. A high value indicates that the solar collector was able to deliver large part of the energy required by the heat pump. In this case, solar collector required global heat loss coefficient of $U_{sc} = 8 \text{ W/m}^2\text{K}$ in order to achieve almost 100% coverage by the solar collector. However, only the yearly *availability* values present a correct view on the solar collector performance. For different U_{sc} values, yearly availability was respectively 55%, 79%, 95%, 98% and 99%. From these results it was seen that solar collector with $U_{sc} = 6 \text{ W/m}^2\text{K}$ reached a very high *availability* factor.

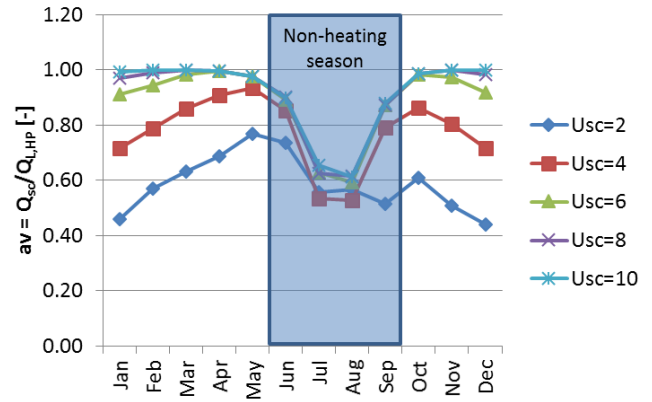


FIGURE 6: AVAILABILITY OF THE SOLAR COLLECTOR AS LOW TEMPERATURE HEAT SOURCE TO THE HEAT PUMP

These effects obviously impacted the heat pump seasonal performance factor SPF1 as shown by FIGURE 7. The solar collector was not able to perform well as low temperature heat source for the heat pump system without improving the heat transfer to the environment. For the different U_{sc} values, yearly SPF1 was respectively 1.62, 2.28, 3.13, 3.59 and 3.83. Using $SPF = 3.5$ as a limit for qualitative heat pump system, the U_{sc} -value of the solar collector should be 8 or higher.

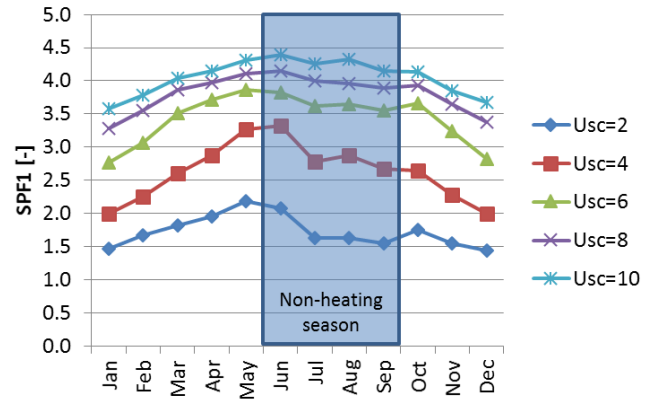


FIGURE 7: HEAT PUMP SYSTEM SEASONAL PERFORMANCE FACTOR SPF1

The SPF2 value, relating $Q_{residence}$ to the electrical energy use of the heat pump system incorporates the heat loss from storage tank. FIGURE 8 shows that during non-heating season, the storage tank heat loss had dramatic impact on the performance of the heat pump system. However, since the absolute values are small, the effect on the yearly SPF2 values is limited (1.54, 2.17, 2.98, 3.41, 3.65 for the considered U_{sc} -values). Using the SPF2 performance parameter, only $U_{sc} = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$ case performs above the threshold of 3.5 .

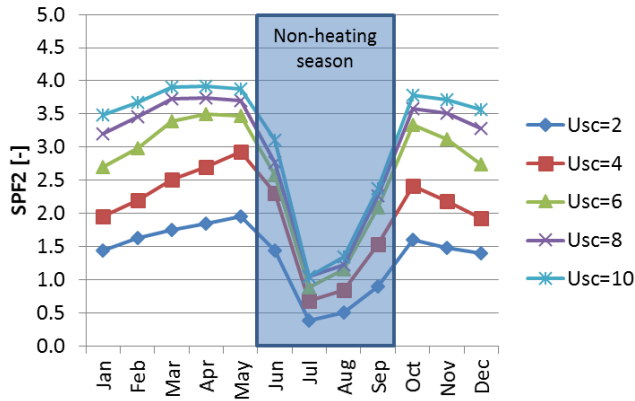


FIGURE 8: HEAT PUMP SYSTEM SEASONAL PERFORMANCE FACTOR SPF2

Parametric study by changing collector area and volume of the storage tank showed clear trends as seen in FIGURE 9 and FIGURE 10. It was observed that volume of the storage tank did not have a large influence (FIGURE 9). While SPF2 decreased for larger storage volumes because of larger heat losses, the *availability* was hardly affected (therefore FIGURE 10 only shows the 500L results). Based on this analysis, it was concluded that 250 L is the optimal storage volume for this system.

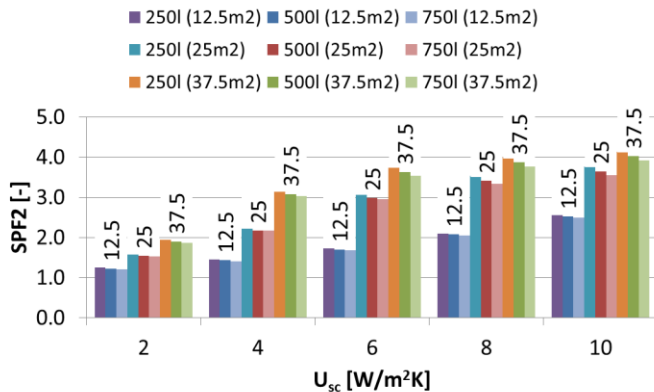


FIGURE 9: SEASONAL PERFORMANCE FACTOR SPF2 AS A FUNCTION OF COLLECTOR AREA AND STORAGE VOLUME

The results showed a significant influence of the solar collector area. For example, 12.5m^2 was not sufficient to reach an *availability* of 100% or SPF2-value of above 3.5. Results for 25m^2 and 37.5m^2 showed that an *availability* $> 95\%$ is achievable when U_{sc} is 6 and 4 $\text{W/m}^2\text{K}$, respectively. Larger SPF2 for larger U_{sc} values was only caused by higher source temperature. For example, if SPF2 threshold is 3.5, U_{sc} should have been 8 and 6 $\text{W/m}^2\text{K}$, respectively. It should be noted that an energetically optimal collector area or U_{sc} as function of collector area cannot be defined based on this analysis, although the curves indicate that this optimum exist. For collector areas considered, an optimum U_{sc} value will be larger than 10.

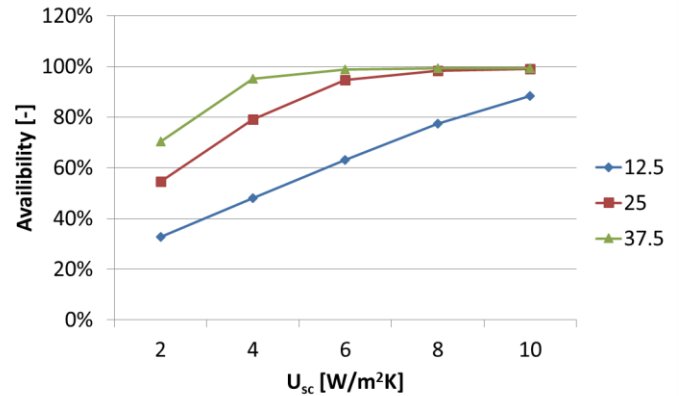


FIGURE 10: AVAILABILITY AS A FUNCTION OF COLLECTOR AREA (STORAGE VOLUME OF 500 L)

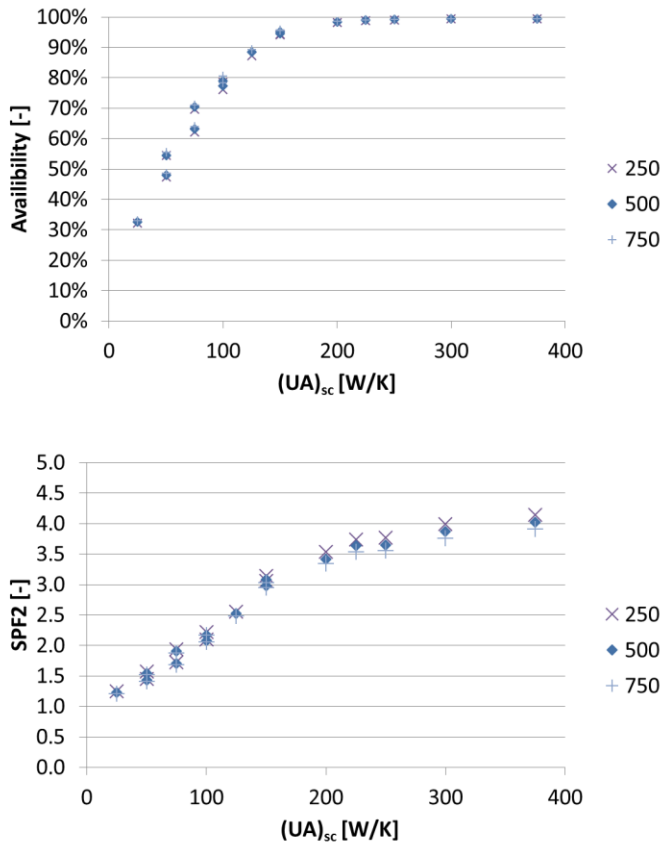


FIGURE 11: AVAILABILITY AND SEASONAL PERFORMANCE FACTOR SPF2 AS A FUNCTION OF THE SOLAR COLLECTOR $(UA)_{sc}$ VALUE

FIGURE 11 shows $SPF2$ values as function of combined $(UA)_{sc}$ value [W/K] of the solar collector for all points of parametric study. This figure plots the results almost in one line with a small influence of the storage volume. Marginal increase of $SPF2$ by $(UA)_{sc}$ reduced at $(UA)_{sc} = 200$ W/K. This corresponded to a point where the *availability* reached to 99%, which means that almost no backup energy is required from this point on. Therefore, for this particular installation, $(UA)_{sc} = 200$ W/K should be the minimal design point for solar thermal collector in order to function adequately as low temperature heat source for the heat pump system.

CONCLUSIONS

In modern residence, with increasing insulation and air tightness levels, energy demand and required installed mechanical system power reduces. Therefore, new heat pump concepts emerge, such as solar collectors acting as sole low temperature energy source. In this article, the required global heat transfer between solar collector and ambient air was determined for such a heat pump system in a low energy residence.

The simulation results showed that heat pump coupled with solar collectors to supply low temperature heat source is a feasible option. The parametric study showed that the heat transfer between receiver fluid and ambient should be enhanced with a factor two to three compared to natural convection depending on the evaluation criteria used. For the system studied, solar collector with 200 W/K UA was identified as the minimal design point regardless of the collector area or the heat transfer rate.

This article shows that this system setup has potential for low energy consuming residences. However, given the preliminary and theoretical nature of this study, further research is required to determine the impact of unconsidered parameters such as collector freezing, the physical way to achieve the required heat transfer enhancement, or the impact applying the solar collector in summer for domestic hot water

ACKNOWLEDGMENT

This research was conducted in the framework of the IWT-TETRA project 'SolarHeat'. The authors greatly acknowledge the financial support of IWT, the Flemish government agency for Innovation by Science and Technology, and of the collaborating companies of this research project (list is available at <http://zon-warm.lessius.eu>).

REFERENCES

- (1) Javed, S., 2012. Thermal Modelling and Evaluation of Borehole Heat Transfer. PhD Thesis, Building Services Engineering Department of Energy and Environment Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.
- (2) Kjellsson, E., Hellström, G. & Perers, B., 2010. Optimization of systems with the combination of ground-source heat pump and solar collectors in dwellings. *Energy*, 35(6), p.2667–2673.
- (3) Bertram, E., Pärish, P. & Tepe, R., 2012. Impact of solar heat pump system concepts on seasonal performance - Simulation studies. In: Proc. of the EuroSun 2012 Conference, Rijeka and Opatija, Croatia.
- (4) Farzin M. Rad, Alan S. Fung, Wey H. Leong, Combined solar thermal and ground source heat pump system, 11th International IBPSA conference Building Simulation 2009, July 27-30, Glasgow, Scotland.
- (5) Francois L., Installatie van verticale U-vormige warmtewisselaars (versie 4.1), IWT-VIS traject Smart Geotherm (2011-2017), available online <http://www.smartgeotherm.be/documents/>
- (6) Lerch W., Heinz A., 2012; Simulation of different HP/solar systems incl. waste water heat recovery (WHR) for low energy buildings; IEA SHC Task 44/ HPP Annex 38 meeting 5, Povo, Portugal, 05/03/2012.

(7) Mojic, I., Haller, M.Y., Thissen, B. & Frank, E., 2013. Heat pump system with uncovered and free ventilated covered collectors in combination with a small ice storage. In: SHC conference 2013, Freiburg, Germany.

(8) Heinz, A., Lerch, W., Breidler, J., Fink, C. & Wagner, W., 2013. Wärmerückgewinnung aus Abwasser im Niedrigenergie- und Passivhaus: Potenzial und Konzepte in Kombination mit Solarthermie und Wärmepumpe - WRGpot. Report 3/2013, Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, Wien, Austria.

(9) Solar and Heat Pump Systems project, Solar Heating and Cooling program and the Heat Pump program, International Energy Agency (IEA SHC Task 44/ HPP Annex 38), <http://task44.iea-shc.org/>

(10) Jörn Ruschenburg, Sebastian Herkel, Subchapter 2.2: A statistical analysis of market-available solar thermal heat pump systems, IEA SHC Task 44/ HPP Annex 38, October 17, 2013.

(11) Solar Energy Laboratory. Trnsys 17: A transient system simulation program. University of Madison, Wisconsin, 2012

(12) Duffie J.A. and Beckman W.A., 1991, Solar Engineering of Thermal Processes, 2nd edition, John Wiley and Sons, New York.

(13) Lienhard IV, Lienhard V, A Heat Transfer Textbook 4th edition, Phlogiston Press, Cambridge, Massachusetts, 2012.

DRAFT